

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

Белгородский государственный технологический университет  
им. В.Г. Шухова

Белгородский инженерно-экономический институт

**П.А. Трубаев, А.В. Губарев, Б.М. Гришко**

## **СИСТЕМЫ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ**

Рекомендовано федеральным государственным бюджетным образовательным учреждением высшего профессионального образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ» в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки 140100 – «Теплоэнергетика» специальности 140105 – «Энергетика теплотехнологии».

Регистрационный номер рецензии 1721 от «16» 01.2012

МГУП имени Ивана Федорова.

Белгород 2012

УДК 620.9  
ББК 31.27  
Т 77

Рецензенты

**Беседин П.В.**, д-р техн. наук, профессор  
(БГТУ им. В.Г. Шухова)

**Зайцев Е.А.**, канд. техн. наук  
(ООО «Энергоэффективность и энергосбережение»)

**Трубаев П. А.**

Т77 Энергетический комплекс промышленных предприятий.  
Часть 1. Системы энергоснабжения промышленных предприятий:  
Учеб. пособие / П.А. Трубаев, А.В. Губарев, Б.М. Гришко. –  
Белгород: Изд-во БГТУ, БИЭИ, 2012. – 199 с.

ISBN 978-5-361-00172-9

В учебном пособии рассмотрены разделы по азотно-кислородным станциям, а так же системам газоснабжения, водоснабжения, тепло-снабжения и воздухообеспечения промышленных предприятий и азотно-кислородным станциям. Также подробно рассмотрены конструкции и особенности эксплуатации компрессоров и дополнительного оборудования компрессорных станций. Приведен пример расчета воздухопроводной сети и выбора оборудования для компрессорной станции.

УДК 620.9  
ББК 31.27

- © Белгородский государственный технологический университет (БГТУ) им. В.Г. Шухова, 2012
- © Белгородский инженерно-экономический институт, 2012
- © П.А. Трубаев, А.В. Губарев, Б.М. Гришко, 2012

## **ВВЕДЕНИЕ. ПОНЯТИЕ ОБ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОМ КОМПЛЕКСЕ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ**

Любое производство использует разнообразные *энергетические ресурсы* – топливо и горючие газы, электроэнергию, водяной пар, горячую воду, техническую воду, сжатый воздух, кислород и азот.

Энергоресурсы делятся на внешние и внутренние. Из *внешних* источников промышленное предприятие получает энергию в виде топлива, электроэнергии, при отсутствии своих котельной и компрессорной станции может приобретаться теплота и сжатый воздух. Из полученной энергии на предприятии в среднем около 50% топлива и 35% электроэнергии преобразуются в энергопотенциал теплоносителей (в пар, горячую воду, сжатый воздух), остальная энергия используется потребителями без преобразования.

Кроме того в качестве источников энергии используются *внутренние энергоресурсы* самого предприятия:

- физическая теплота выходящих из установки и печей газов и материалов;
- теплота сгорания технологических газов, являющихся одним из побочных продуктов основного технологического процесса;
- теплота элементов технологических аппаратов;
- избыточное давление газов и жидкости.

В среднем за счет внутренних источников может удовлетворяться до 65% потребности в теплоте и до 5% в электроэнергии.

Системы снабжения потребителей энергоресурсами включают устройства для производства (генерации) энергоресурсов и систему доставки (распределения) энергоресурсов потребителям. Все энергоресурсы, кроме электроэнергии, представляют собой жидкость или газ, поэтому для их перемещения используются нагнетатели (под этим термином объединяются насосы, вентиляторы, компрессоры), а в качестве распределительной системы используется транспортная трубопроводная система. Это позволяет объединить в состав энергокомплекса такие разнообразные системы, как системы технического водоснабжения, газоснабжения, воздуходоснабжения, тепло- и пароснабжения, рассматривать их с единой системной позиции.

*Энергетическим комплексом промышленных предприятий* (ЭКПП) называют систему, объединяющую на предприятии источники энергоресурсов и их потребителей. Задача энергокомплекса – обеспечить производственный комплекс с учетом оптимального распределения энерго-

ресурсов и соблюдения режимов работы технологических агрегатов. ЭКПП можно разделить на электроэнергетический комплекс, предназначенный для обеспечения потребителей электроэнергией, и теплоэнергетический комплекс, обеспечивающий потребителей тепловыми и другими неэлектрическими энергоресурсами.

Энергокомплекс включает ряд систем, обеспечивающих потребителей конкретным видом энергоносителей. В ЭКПП могут иметься в наличии следующие *системы*:

- газоснабжения;
- электроснабжения;
- снабжения твердым и жидким топливом;
- теплоснабжения и горячего водоснабжения;
- пароснабжения;
- технического водоснабжения;
- воздухообеспечения;
- обеспечения продуктами разделения воздуха;
- хладоснабжения.

В теплоэнергетический комплекс входят следующие *установки и устройства*:

1. Установки для приема, трансформации и аккумуляции энергоресурсов от внешних источников:

- центральные тепловые пункты (ЦТП);
- газораспределительные станции (ГРС), газорегуляторные пункты и установки (ГРП, ГРУ);
- хранилища топлива.

2. Установки для выработки и доставки энергоресурсов:

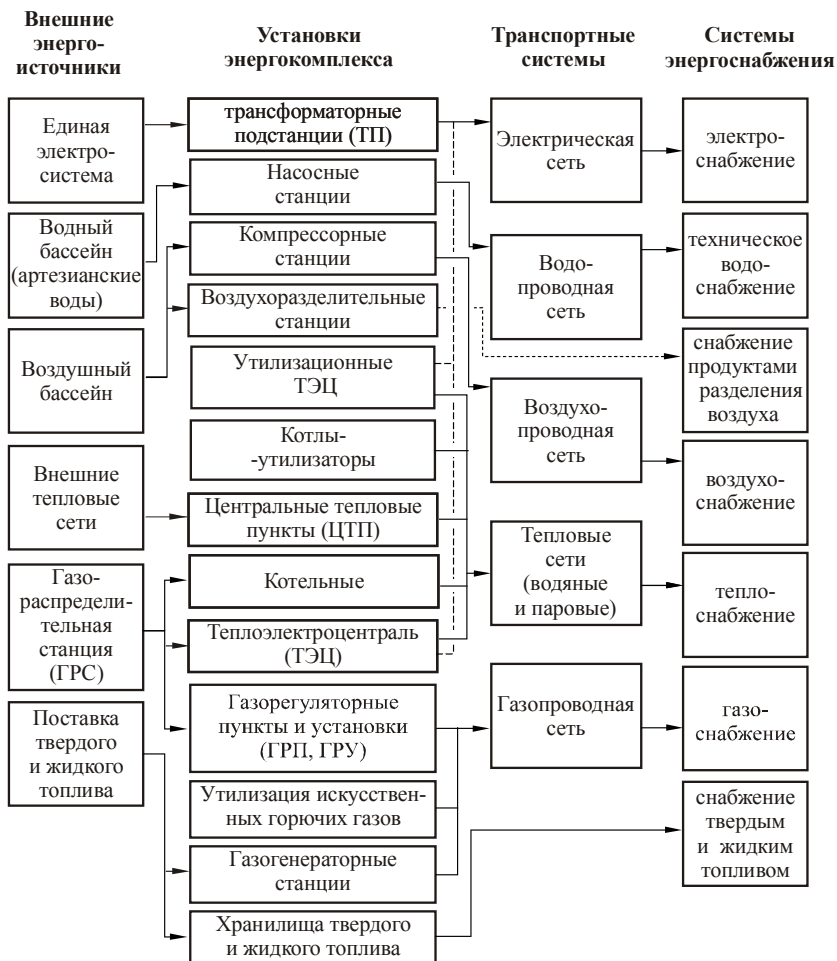
- теплоэлектроцентрали (ТЭЦ);
- котельные;
- насосные станции (НС);
- компрессорные станции (КС);
- воздухоразделительные станции (ВРС);
- холодильные и криогенные установки.

3. Утилизационные установки и установки по использованию вторичных энергоресурсов (ВЭР):

- котлы–утилизаторы (КУ) и теплоутилизационные ТЭЦ;
- установки охлаждения и очистки оборотной воды.

4. Транспортная система или сеть (трубопроводы, водопроводы, газопроводы, воздухопроводы и т.п.).

Структура ЭКПП представлена на рис В1.



**Рис. В1. Структура энергокомплекса промышленных предприятий**

Как уже отмечалось, в основном доставка энергоресурсов потребителям основана на идентичных устройствах и установках – нагнетателях и трубопроводной системе. Поэтому для расчета и оптимизации ЭКПП необходимо использовать системный подход. Он заключается в выделении стандартных типовых задач, их решении и синтезе (объединении) полученных данных. В качестве типовых задач проектирования и расче-

тов действующей сети, одинаковых для разных систем энергоснабжения, можно выделить:

- расчет сопротивления сети (трубопроводной системы);
- выбор оптимального диаметра труб сети;
- выбор нагнетателей и другого оборудования из каталогов;
- определение оптимального количества нагнетателей;
- расчет режимов работы нагнетателей в конкретной сети;
- выбор и расчет способов регулирования сети (изменения расхода

в сети).

Каждое проектное решение должно быть оптимальным, то есть наилучшим с точки зрения заданного критерия. В качестве характеристики оптимальности системы всегда должен быть экономический показатель. Для систем, производящих товарную продукцию, это показатель, учитывающий размер капитальных вложений (инвестиций на проект)  $KЗ$  и годовой доход от реализации продукции  $D$ , получаемый в течении  $k$  лет – периода функционирования объекта. Годовой доход  $D$  может быть определен как разность цены продажи  $Ц$  и себестоимости  $С$  единицы продукции с учетом ее годового выпуска  $G$  и финансовых издержек  $N$  – налога на прибыль и суммы возвращаемого кредита

$$D = (Ц - С) G - N.$$

Если рассматривается период в 3–4 года и более, необходимо учитывать инфляцию, задаваемую ставкой дисконтирования  $r$ , которая в 2009 году составляет 0,12. Проект оценивается по следующим критериям:

а) чистой текущей дисконтированной стоимости или интегральному экономическому эффекту – разности дохода от реализации продукции за время функционирования объекта и капитальных вложений (инвестиций)

$$NPV = \sum_k \frac{D}{(1+r)^k} - KЗ,$$

или для короткого периода времени

$$NPV = k D - KЗ;$$

б) индексу рентабельности инвестиций, то есть соотношению прибыли и капитальных затрат

$$PI = \sum_k \frac{D}{(1+r)^k} / KЗ,$$

или для короткого периода времени

$$PI = k Д / КЗ;$$

в) сроку окупаемости инвестиций, который за короткий период времени, до года, может быть определен как

$$T = КЗ / Д.$$

Для продолжительных периодов срок окупаемости определяется графически. Для этого строится финансовый профиль проекта – интегральный экономический эффект NPV для  $k = 1, 2, 3$  и т.д., – и определяется срок, когда NPV становится равным нулю (рис В2).

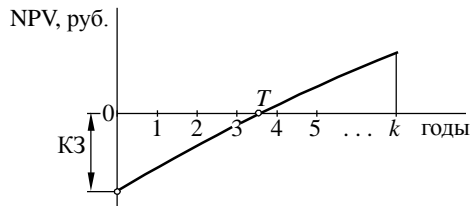


Рис. В2. Финансовый профиль проекта

Проект является экономическим выгодным при  $NPV > 0$  и  $PI > 1$ . Чем выше эти показатели и меньше срок окупаемости, тем эффективность проекта выше.

Для систем, готовую продукцию не производящих, а только обеспечивающих энергоносителями или полуфабрикатами основной технологический процесс, в качестве критерия оптимальности выбираются приведенные затраты  $E$ , объединяющие затраты на сооружение  $КЗ$  и годовые затраты на эксплуатацию  $ТЗ$ :

$$E = КЗ / k + ТЗ.$$

Если необходимо учитывать инфляцию, можно использовать суммарные затраты за  $k$  лет эксплуатации

$$E_k = КЗ + \sum_k \frac{ТЗ}{(1 + r)^k}.$$

Оптимальным будет проект с минимальными приведенными затратами  $E$  или  $E_k$ .

\* \* \*

В учебном пособии рассмотрены системы технического водоснабжения, воздуховоснабжения, газоснабжения и снабжения продуктами разделения воздуха. Подробно рассмотрены конструкции и особенности эксплуатации компрессоров и дополнительного оборудования компрессорных станций. Методы производства тепловой энергии и теплопарогенерирующие установки в издание не включены, так как рассматриваются во второй части дисциплины.

Материал, изложенный в пособии, требует знания основ гидрогазодинамики и технической термодинамики. Основы теории сжатия, принципы работы компрессоров, циклы холодильных и теплонасосных установок изложены в учебном пособии [1]. Описание принципов работы и конструкции основных типов насосов и вентиляторов, режимы работы гидравлических сетей, эксплуатируемых в составе систем энергоснабжения, рассматриваются в курсе «Насосы и вентиляторы теплоэнергетических систем». Принципы работы и методы расчета установок для трансформации теплоты (тепловых насосов) изложены в учебном пособии [2].

Размерности для условных обозначений величин приводятся только при их отличии от системы СИ. При отсутствии указания размерности она соответствует системе СИ.

## **КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ**

1. Какие энергоресурсы используются на промышленных предприятиях?
2. Назначение энергетического комплекса промышленных предприятий.
3. Какие системы входят в энергокомплекс промышленных предприятий?
4. Классификация устройств теплоэнергетического комплекса.
5. Типовые задачи при расчете и оптимизации теплоэнергетических систем.
6. Критерии оптимизации при проектировании систем ЭКПП.



# 1. СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

## 1.1. СХЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Системы технического водоснабжения промышленных предприятий предназначены для отбора и очистки воды из природного источника, доставки воды потребителю и восстановления свойств отработанной воды для ее повторного использования. Они предназначены для обеспечения водой производственных потребностей, тогда как вода для бытовых нужд предприятием обычно берется из городских водопроводов или выделяется в отдельную систему хозяйственно-питьевого водоснабжения и в систему технического водоснабжения не входит.

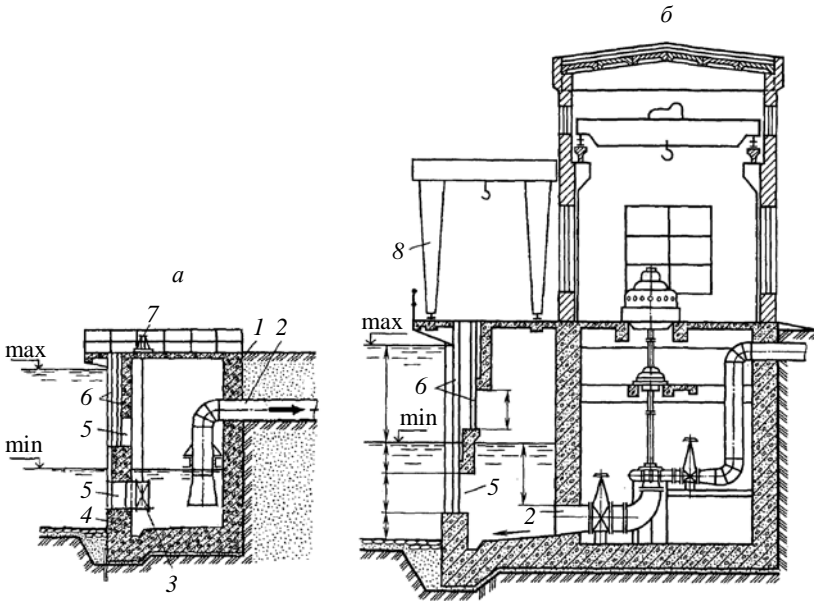
Устройства и сооружения, входящие в систему технического водоснабжения, представлены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Устройства системы технического водоснабжения

Обозначение	Название	Назначение и характеристика
ВЗ	Водозаборное сооружение	Отбор воды из природного источника – реки (рис. 1.1), водоема, артезианской скважины
Н1	Насосная станция первого подъема	Перекачка воды из природного источника в очистные сооружения или непосредственно в сеть или в накопительные емкости
Н2	Насосная станция второго подъема	Подача очищенной воды из накопительных емкостей потребителям
НЦ	Циркуляционная (оборотная) насосная станция	Перекачка воды в оборотных системах водоснабжения
НП	Повысительная насосная станция	Повышение напора в протяженных сетях или создание необходимого давления перед технологическими аппаратами
Р	Резервуар (наполнительные емкости)	Накопление избыточной воды в условиях ее переменного потребления, создание резервного запаса на случай аварии или перебоев в работе очистительных сооружений и насосной станции первого подъема
ОПВ	Станция очистки природной воды	Удаление механических примесей и взвесей

Обозначение	Название	Назначение и характеристика
ОСВ	Станция очистки использованной (сточной) воды	Очистка сбросовых вод – удаление из воды механических примесей и взвесей, масла, кислот, органических веществ, которыми загрязняется вода после ее использования на предприятии
ХВО	Станция химводоочистки	Снижение жесткости воды, подаваемой в котлы и парогенераторы
Охл	Устройство для охлаждения оборотной воды	Снижение температуры горячей воды до температуры, близкой к температуре окружающей среды



**Рис. 1.1. Водозаборные сооружения:**

*a* – берегового раздельного типа; *б* – берегового совмещенного типа;  
 1 – береговой колодец; 2 – всасывающая труба насоса; 3 – ремонтный дроссельный затвор; 4 – пороги; 5 – водоприемные отверстия; 6 – пазы для решеток и ремонтных затворов; 7 – колонка управления дроссельным затвором; 8 – козловой кран; min, max – минимальный и максимальный уровень воды

Использование технической воды на предприятии может быть разделено на две категории:

1. Возвратное – с возвращением всей использованной воды или ее большей части, за исключением потерь, в систему водоснабжения. Эта вода после соответствующей обработки может быть использована повторно.

2. Безвозвратное, когда вода полностью переходит в получаемый продукт.

Потребителей технической воды можно разделить на несколько групп (табл. 1.2)

Таблица 1.2

**Классификация потребителей технической воды**

Тип потребления	Обозначение	Характеристика
Возвратное	П1	Потребители, нагревающие воду. Обычно вода в этом случае используется в системах охлаждения оборудования. Это 70...85% оборотной воды
	П2	Потребители, загрязняющие воду, например при промывке трубопроводов, сырья или продукции, гидротранспорте сырья
	П3	Потребители, одновременно и загрязняющие, и нагревающие воду. Использование воды аналогично потребителям П2, но вода контактирует с горячим оборудованием или материалом. Расход воды для потребителей П2 и П3 составляет 5...12% оборотной воды предприятия
Безвозвратное	П4	Использование воды на производство пара. Характеризуется повышенными требованиями к чистоте воды
	П5	Использование в качестве добавки в сырье или продукцию, например на приготовление шлама, грануляцию кокса

Потребление воды в промышленности характеризуется большими объемами, поэтому важной задачей является снижение расходов воды, отбираемой из природного источника и сточной воды, сбрасываемой в окружающую среду. Поэтому используют *каскадное потребление* – когда одна и та же вода последовательно используется несколькими потребителями, и *оборотное потребление* – когда вода после необходимой очистки и охлаждения повторно используется одним и тем же потребителем. В соответствии со способами повторного использования воды системы водоснабжения разделяются на четыре группы.

1. *Прямоточная система* (рис. 1.2) – после использования вода сбрасывается в окружающую среду.

2. *Последовательная каскадная система* (рис. 1.3) – после потребителей П2 чистая нагретая вода идет на производство пара, приготовление шлама или другим потребителям, затем сбрасывается в окружающую среду.

3. *Оборотная система* (рис. 1.4) – после использования вода очищается и (или) охлаждается, затем используется повторно. Водозабор осуществляется только для восполнения необратимых потерь (испарение, потери при транспортировке) и для продувки системы.

Продувкой называется разбавление оборотной воды свежей для снижения концентрации вредных примесей. В устройствах охлаждения вода испаряется, а нелетучие примеси остаются в оборотной воде. Это приводит к постепенному повышению жесткости воды и концентрации примесей. Поэтому в оборотную воду необходимо добавлять свежую в количестве, снижающем содержание примесей до допустимых пределов, а соответствующий объем лишней воды удалять из цикла.

4. *Оборотная каскадная схема* (рис. 1.5). В ней отдельные циклы объединяются, а продувочная вода не сбрасывается, а используется другими потребителями. В системе отсутствует сброс воды, а из окружающей среды вода берется только для безвозвратного использования и воспроизведения потерь.

## 1.2. БАЛАНС ВОДЫ ПРЕДПРИЯТИЯ

Баланс воды предприятия имеет следующий вид.

1. *Прямоточная схема:*

$$Q_o = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_{\text{опв}} + Q_{\text{пот}}; \quad Q_c = Q_1 + Q_2 + Q_3 - Q_{\text{осв}},$$

где  $Q_1 \dots Q_5$  – объем воды, необходимый потребителям П1...П5;  $Q_o$  – объем забираемой из природного источника воды;  $Q_c$  – объем сбрасываемой воды в окружающую среду;  $Q_{\text{опв}}$  – объем воды, необходимый для работы станции очистки природной воды;  $Q_{\text{пот}}$  – потери воды с испарением, уносом и т.д.;  $Q_{\text{осв}}$  – объем воды, необходимый для работы станции очистки сточных вод.

2. *Последовательная каскадная схема* (при полном повторном использовании воды после потребителя П1):

$$Q_o = Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_{\text{опв}} + Q_{\text{пот}}; \quad Q_c = Q_3 + Q_2 - Q_{\text{осв}}.$$

3. *Оборотная схема:*

$$Q_o = Q_4 + Q_5 + Q_{\text{пот}} + Q_{\text{пр}} + Q_{\text{опв}} + \sum Q_{\text{осв}}; \quad Q_c = Q_{\text{пр}},$$

где  $Q_{\text{пр}}$  – расход воды на продувку.

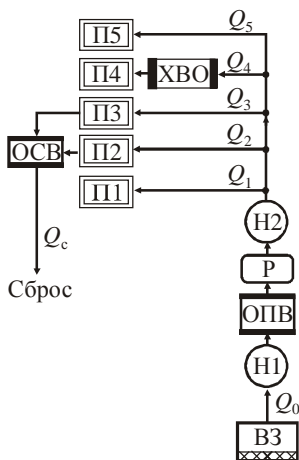


Рис. 1.2. Прямоточная система водоснабжения

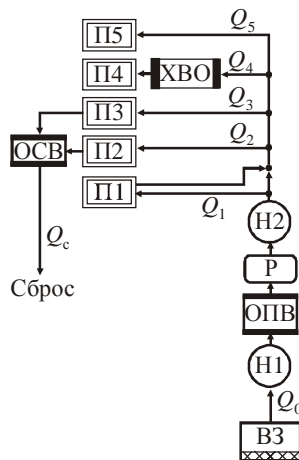


Рис. 1.3. Последовательная каскадная система водоснабжения

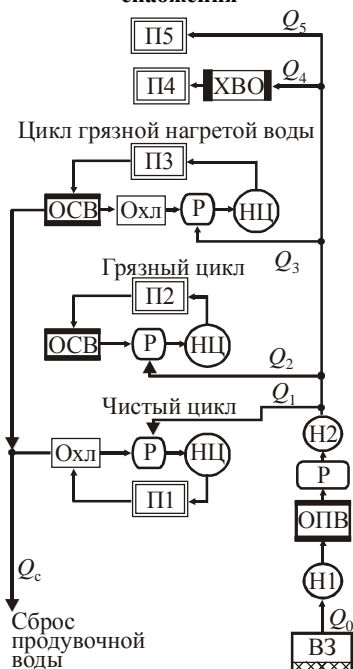


Рис. 1.4. Оборотная система водоснабжения

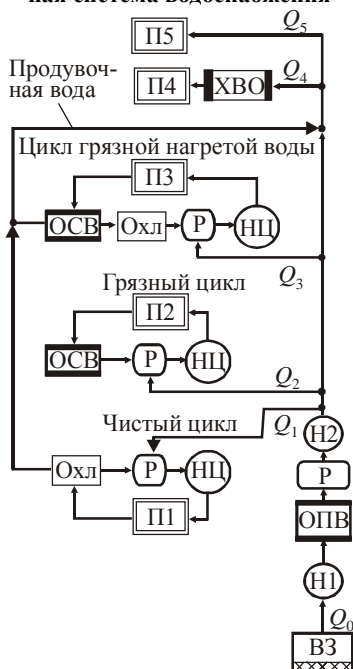


Рис. 1.5. Оборотная каскадная система водоснабжения

4. *Оборотная каскадная схема* (при условии полного использования продувочной воды):

$$Q_0 = Q_4 + Q_5 + Q_{\text{пот}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{опв}}; \quad Q_c = 0.$$

Объем воды  $Q_1 \dots Q_5$ , необходимый потребителям, определяется по нормативам или технологическому расчету. Средний расход воды в ряде производств приведен в табл. 1.3.

Таблица 1.3

**Расход воды для технологических потребителей**

Производство	Средний расход воды на единицу продукции
ТЭЦ	0,1...0,4 м <sup>3</sup> /кВт электроэнергии
Компрессорная станция	0,005...0,01 м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup> воздуха
Добыча угля	0,2...0,5 м <sup>3</sup> /т
Прокат металла	5...22 м <sup>3</sup> /т
Производство кирпича	0,7...1 м <sup>3</sup> /1000 усл. единиц
Производство цемента	0,5...1 м <sup>3</sup> /т
Механический цех	0,5...5 м <sup>3</sup> /т
Кузнечный цех	1...4 м <sup>3</sup> /т
Производство труб	9...25 м <sup>3</sup> /т

Потери воды в оборотных системах водоснабжения вызваны следующими причинами:

1. *Потери испарением.* Происходят в основном при охлаждении оборотной воды в охлаждающих устройствах. Доля потерь  $d_{\text{исп}}$  в общем расходе оборотной воды цикла и объем испаряющейся воды  $Q_{\text{исп}}$  определяются по выражениям:

$$d_{\text{исп}} = k_{\text{и}}(t_{\text{т}} - t_{\text{х}}); \quad Q_{\text{исп}} = d_{\text{исп}} Q, \quad (1.1)$$

где  $t_{\text{т}}$  – температура теплой воды, поступающей на охлаждение;  $t_{\text{х}}$  – температура воды после охлаждения;  $Q$  – объем охлаждаемой воды;  $k_{\text{и}}$  – коэффициент, определяемый по рис. 1.6.

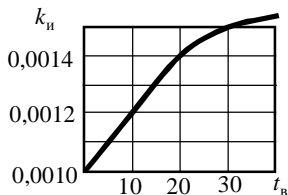


Рис. 1.6. Зависимость коэффициента испарения  $k_{\text{и}}$  от температуры окружающего воздуха  $t_{\text{в}}$

2. *Потери уносом.* Происходят в устройствах охлаждения, когда часть распыленной воды выносится ветром за пределы конструкции. Определяются по выражению

$$Q_y = d_{ун} Q,$$

где доля уноса  $d_{ун}$  определяется по рис. 1.7.

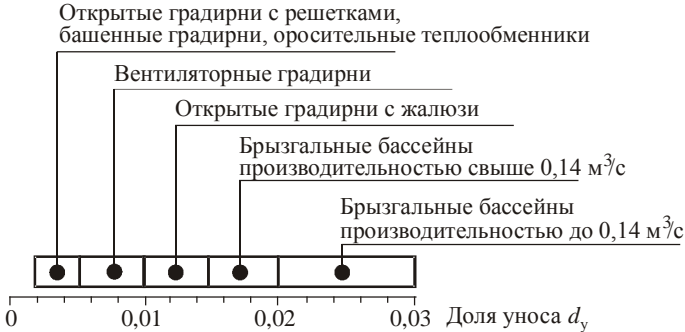


Рис. 1.7. Зависимость доли уноса  $d_{ун}$  от типа охлаждающих устройств

3. *Иные потери  $Q_{др}$*  вызываются уносом части воды с промываемым продуктом, утечками воды в трубопроводах и технологических устройствах и другими причинами.

Таким образом, общее количество потерь  $Q_{пот}$ , которое в оборотных системах необходимо возобновлять, имеет вид:

$$Q_{пот} = Q_{исп} + Q_{ун} + Q_{др}. \quad (1.2)$$

Расход продувочной воды определяется по содержанию примесей в забираемой воде  $X_o$  и оборотной воде  $X_{об}$  (содержание примесей  $X_o$  и  $X_{об}$  может задаваться в процентах или в виде концентраций). Доля продувочной воды  $d_{пр}$  и ее расход  $Q_{пр}$  определяются по выражению, учитывающему количество испаряемой воды (которая повышает содержание примесей в оборотной воде) и уносимой воды (которая на содержание примесей не влияет, так как с ней уносятся и примеси):

$$d_{пр} = \frac{X_o}{X_{об} - X_o} d_{исп} - d_{ун}; \quad Q_{пр} = d_{пр} Q. \quad (1.3)$$

Расход воды на очистных станциях  $Q_{опв}$  и  $Q_{осв}$  определяется в виде доли от объема воды  $Q$ , проходящей через станции:

$$Q_{опв} = (1,01 \dots 1,1) Q, \quad (1.4)$$

$$Q_{осв} = (1,04 \dots 1,1) Q. \quad (1.5)$$

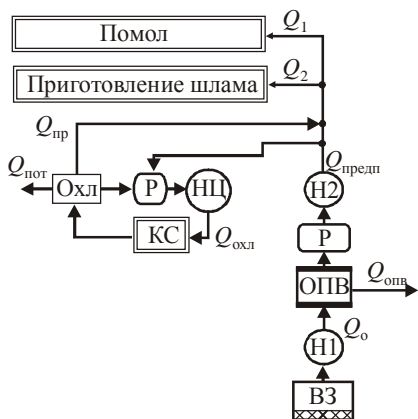
*Пример расчета расхода воды и объема накопительных емкостей*

Дано: Годовой выпуск продукции на предприятии 1670 тыс. т. На предприятии оборотная система водоснабжения (рис. 1.8), водозабор осуществляется из природного открытого источника. Потребители технической воды на предприятии представлены в табл. 1.4, график суточного потребления воды – на рис. 1.9.

Таблица 1.4

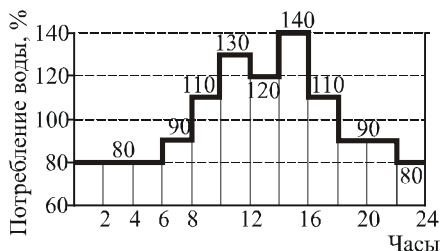
**Потребители технической воды**

№	Потребитель	Норма расхода воды на 1 т продукции $q_{норм}$ , м <sup>3</sup>	Продолжительность работы оборудования $\tau$ , ч/год
1	Помол сырья	0,2	8760
2	Приготовление шлама	0,8	5760
3	Возобновление потерь системы охлаждения компрессорной станции	Рассчитывается по производительности компрессорной станции	8760



**Рис. 1.8. Схема водоснабжения предприятия:**

ВЗ – водозаборное устройство; Н1 – насосная станция первого подъема; ОПВ – станция очистки природной воды; Н2 – насосная станция второго подъема; КС – компрессорная станция; Охл – охлаждающее устройство; Р – резервуар (наполнительная емкость); НЦ – циркуляционная насосная станция



**Рис. 1.9. Суточное потребление воды**



Потребление воды цехом помола:

– годовое

$$Q_{\text{год } 1} = q_{\text{норм } 1} \cdot G_{\text{год}} = 0,2 \cdot 1670 \cdot 10^3 = 334 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{год}; \quad (1.6)$$

– часовое

$$Q_{\text{час } 1} = Q_{\text{год } 1} / \tau_1 = 334 \cdot 10^3 / 8760 = 38,13 \text{ м}^3/\text{ч}; \quad (1.7)$$

Потребление воды при приготовлении шлама:

– годовое

$$Q_{\text{год } 2} = q_{\text{норм } 2} \cdot G_{\text{год}} = 0,8 \cdot 1670 \cdot 10^3 = 1336 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{год}; \quad (1.8)$$

– часовое

$$Q_{\text{час } 2} = Q_{\text{год } 2} / \tau_2 = 1336 \cdot 10^3 / 5760 = 232,0 \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (1.9)$$

Расход воды  $Q_{\text{охл}}$  в системе охлаждения компрессоров рассчитаем по принимаемой производительности компрессорной станции  $Q_{\text{к.с}} = 500 \text{ м}^3/\text{мин}$  ( $30\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ) и среднему расходу воды для охлаждения поршневых компрессоров  $q_{\text{охл}} = 5 \text{ л}/\text{м}^3$  воздуха ( $0,005 \text{ м}^3/\text{м}^3$  воздуха)

$$Q_{\text{охл}} = Q_{\text{к.с}} q_{\text{охл}} = 30\,000 \cdot 0,005 = 150 \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (1.10)$$

Для охлаждения такого количества воды используем брызгальный бассейн. Потери воды в нем вызываются испарением и уносом:

$$Q_{\text{пот}} = (k_{\text{и}}(t_{\text{г}} - t_{\text{х}}) + d_{\text{ун}}) Q_{\text{охл}} = (0,001 \cdot 15 + 0,03) 150 = 6,75 \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (1.11)$$

Расход воды на продувку определим по жесткости свежей воды  $X_0 = 3 \text{ мг}/\text{л}$  и допустимой жесткости оборотной воды  $X_{\text{об}} = 12 \text{ мг}/\text{л}$

$$\begin{aligned} Q_{\text{пр}} &= \left[ \left( \frac{X_0}{X_{\text{об}} - X_0} \right) d_{\text{исп}} - d_{\text{ун}} \right] Q_{\text{охл}} = \\ &= \left[ \left( \frac{3}{12 - 3} \right) 0,015 - 0,03 \right] 150 = -3,75 \text{ м}^3/\text{ч}. \end{aligned} \quad (1.12)$$

Таким образом, продувка не требуется, так как компенсация потерь будет обеспечивать необходимое обновление воды.

Расход воды на предприятии

$$Q_{\text{предп}} = Q_1 + Q_2 + Q_{\text{пот}} = 38,13 + 232,0 + 6,75 = 276,9 \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (1.13)$$

Расход воды на станции очистки

$$Q_{\text{ОПВ}} = 0,05 Q_{\text{предп}} = 0,05 \cdot 276,9 = 13,8 \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (1.14)$$

Количество забираемой воды из природного источника

$$Q_0 = Q_{\text{предп}} + Q_{\text{ОПВ}} = 276,9 + 13,8 = 290,7 \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (1.15)$$

За станцией очистки необходимо установить накопительные емкости для компенсации суточного потребления воды. Расчет объема накопительной емкости произведем по периодам с потреблением воды меньше среднего  $q_i$ , %, и продолжительности этих периодов  $\tau_i$ , ч (рис. 1.9) с учетом принятого запаса в объеме 20 %:

$$Q_{\text{нак}} = 1,2 \frac{\sum (100 - q_i) \tau_i}{100} Q_{\text{предп}} =$$

$$= 1,2 \frac{(100-80)6+(100-60)2+(100-90)4+(100-80)2}{100} 276,9 = 730 \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (1.16)$$

### 1.3. НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

Насосные станции классифицируются следующим образом:

а) насосные станции первого подъема – для подачи воды из природного источника на очистные сооружения, в наполнительные емкости или непосредственно в сеть;

б) насосные станции второго подъема – для подачи очищенной воды из накопительных емкостей в сеть;

в) повысительные насосные станции – для промежуточного повышения напора в сети, например при большой протяженности сети или большой высоте подъема воды;

г) циркуляционные насосные станции – для перекачки воды в оборотных системах водоснабжения.

По требованиям к надежности работы насосные станции разделяются на три категории:

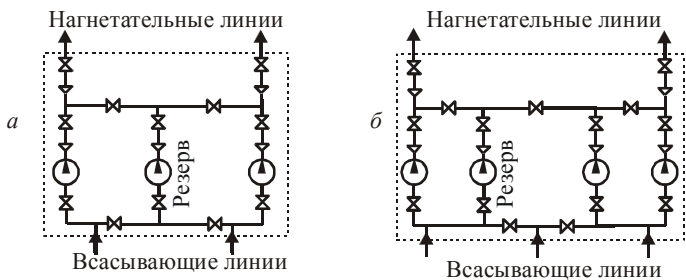
I категория – перерыв в подаче воды недопустим;

II категория – допустим перерыв в подаче воды, необходимый для включения резервного насоса;

III категория – допустим перерыв в подаче воды на срок до 24 часов.

Схема соединения насосов и запорная арматура на трубопроводах насосной станции должны обеспечивать возможность отключения каждого насоса. Схема соединения насосов с учетом этого требования представлена на рис. 1.10.

При небольшом числе насосов (до трех) число всасывающих линий равно числу работающих насосов. На каждой из них устанавливается водозаборное устройство, задвижка и обратный клапан (рис. 1.11). При большом числе насосов устраивается коллектор (рис. 1.12), распределяющий воду от водозаборных устройств к насосам. Оптимальная скорость воды во всасывающей линии – 1,0...1,6 м/с.



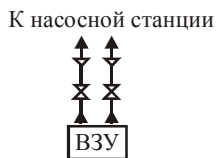
**Рис. 1.10. Схема насосной станции:**

*a* – с двумя рабочими насосами; *б* – с тремя рабочими насосами;

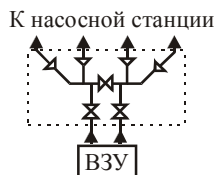
⊙ – насос; ⌘ – запорное устройство; ▽ – обратный клапан

Нагнетательных линий обычно две, оптимальная скорость воды в них 1,5...2,5 м/с.

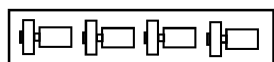
В насосных станциях применяют различные схемы расположения агрегатов, представленные на рис. 1.13.



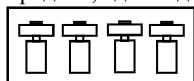
**Рис. 1.11. Всасывающие линии для станции из двух насосов**



**Рис. 1.12. Схема коллектора для станции из четырех насосов**



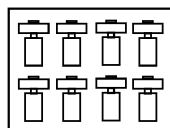
Однорядное, вдоль здания



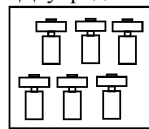
Однорядное, поперек здания



Концентрическое (для вертикальных насосов)



Двухрядное



Двухрядное шахматное

**Рис. 1.13. Схемы расположения насосов**

Число насосов выбирается из экономических расчетов с обязательной установкой резервных насосов (табл. 1.5). Обычно при неравномерной подаче применяется большое количество насосов малой производи-

тельности (для повышения эффективности при регулировании). При равномерной подаче оптимальное количество насосов – два работающих и один резервный.

Таблица 1.5

### Количество резервных насосов

Число рабочих насосов	Насосные станции I и II категории	Насосные станции III категории
1 – 3	1	1
4 – 6	2	1
7 – 9	3	2
Более 9	4	3

Станции первого подъема рассчитываются на равномерную подачу в течение суток. Их производительность определяется из условий среднего суточного потребления воды. Станции второго подъема должны обеспечивать регулирование подачи, определяемое графиком потребления воды. При этом избыток воды, подаваемой станцией первого подъема, при малом потреблении направляется в емкости, а при увеличении потребления – расходуется. Объем наполнительных емкостей определяется из графика потребления воды (см. подразд. 1.2).

В насосных станциях контролируется расход воды, давление в линиях нагнетания и всасывания, температура подшипников насосов.

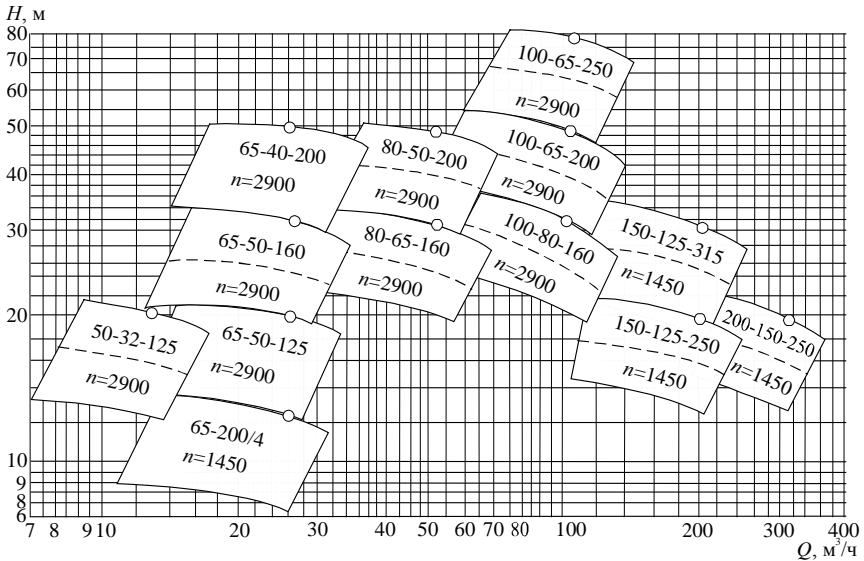
## 1.4. ВЫБОР НАСОСОВ И ПРИВодОВ

Выбор производится по каталогам насосов. Исходными данными для выбора являются:

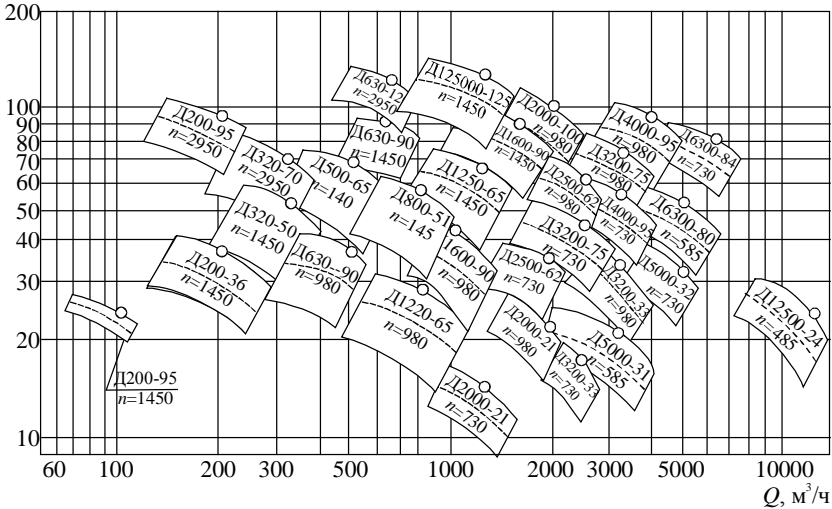
- подача  $Q$  и напор  $H$  насоса;
- плотность и характеристики среды (температура, вязкость, наличие агрессивных и механических примесей).

Выбор производится в следующей последовательности.

1. При выборе насоса принимается 10% запаса по напору.
2. Согласно характеристикам среды выбирается тип насоса. Назначение насоса приводится в начале каталога (или раздела каталога, посвященного одному типу насоса). Здесь особое внимание надо обратить на температуру среды, с которой может работать насос и допустимое количество механических и химических примесей в среде. Для перекачки чистой воды используются насосы типа «К», «В», «Д» и «НДС», для каждого из которых характерен свой диапазон подач и напоров.
3. На сводный график (рис. 1.14–1.15) насосов выбранного типа наносится рабочая точка и определяется насос, на который она попадает.



**Рис. 1.14.. Сводный график напорных характеристик консольных насосов (типа «К»):** точками обозначены номинальные режимы; белым полем – рабочая часть; пунктиром – обточка «а» (насос с уменьшенным диаметром рабочего колеса)  $H, м$



**Рис. 1.15. Сводный график напорных характеристик двухсторонних насосов (типа «Д»)**

Если точка точно на насос не попадает, принимается близлежащий насос, расположенный сверху точки или сверху и немного правее нее. При отсутствии насоса возможны следующие действия:

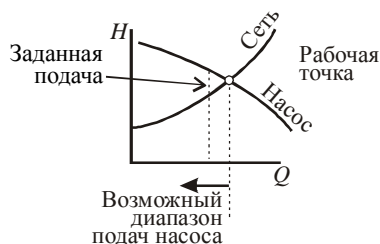
а) выбор другого типа насосов с диапазонами подач и напоров, соответствующих рабочей точке;

б) поиск насоса, который бы обеспечил работу в заданной точке при замене электродвигателя на другой с иной стандартной частотой вращения;

в) если рабочая точка лежит выше характеристик насосов, то возможна установка двух и более последовательных одинаковых насосов, обеспечивающих в сумме заданный напор;

г) если насосы с заданным напором есть, но не обеспечивается заданная подача, возможна установка двух и более параллельных насосов, обеспечивающих в сумме заданную подачу.

4. После выбора возможность применения насоса обязательно уточняется по его графической характеристике. Рабочая точка (пересечение напорных характеристик насоса и сети) должна обеспечивать подачу, которая равна или больше заданной. (рис. 1.16). Заданная подача должна обязательно попадать в поле рабочих параметров (рабочую часть) насоса. Особенно недопустима работа слева от поля рабочих параметров, где возможна зона автоколебаний (помпажа). Проверяется также допустимая высота всасывания при заданной подаче.



**Рис. 1.16. Положение заданной точки относительно напорной характеристики насоса**

Насос может выпускаться смонтированным с электроприводом (насосы типа «К») или без электродвигателя. В первом случае КПД и мощность приводятся в целом для насосной установки, во втором – только для насоса; и при расчете потребляемой электроэнергии и выборе электродвигателя необходимо учитывать КПД привода и передачи и запас по мощности (табл. 1.6– 1.7).

Таблица 1.6

**Коэффициент запаса  
по мощности**

Мощность, кВт	Коэффициент запаса
Менее 20	1,25
20...30	1,20
30...300	1,15
Более 300	1,1

Таблица 1.7

**Коэффициент запаса  
в жарких условиях**

Температура окружающей среды, °С	Коэффициент запаса
Менее 30	1
40	1,1
45	1,2
50	1,25

В качестве привода насосов используются паровые турбины, синхронные и асинхронные электродвигатели. Паротурбинный привод сложен в обслуживании, высокооборотен, при малой мощности характеризуется низким КПД. Но его большим достоинством является плавное изменение частоты вращения практически без снижения КПД.

Недостатком асинхронных двигателей является превышение пусковой силы тока ее номинального значения в 5–7 раз. Асинхронные электродвигатели большой мощности работают очень неэффективно.

Недостатками синхронных двигателей является сложность процедуры пуска, для которого требуются специальные обмотки, предназначенные для достижения синхронной скорости.

При мощности свыше 6 МВт экономически выгодно применять паротурбинный привод с обязательным использованием отработанного пара. При мощности от 500 кВт до 6 МВт применяются синхронные электродвигатели, при мощности ниже 500 кВт – асинхронные электродвигатели с частотой вращения более 750 мин<sup>-1</sup>.

Стандартные частоты вращения электродвигателей приведены в табл. 1.8.

Таблица 1.8

**Частота вращения электродвигателей (ГОСТ 10683-73)\***

Тип	Размерность	Число пар полюсов							
		1	2	3	4	5	6	7	8
Синхронные	мин <sup>-1</sup>	3000	1500	1000	750	600	500	428,6	375
	Гц	50	25	16,67	12,5	10	8,33	7,14	6,25
Асинхронные	мин <sup>-1</sup>	2960	1450	960	730	585	490	425	370

\*Также выпускаются двигатели с частотами 300; 250; 214,3; 187,5; 166,6; 150; 125; 100 мин<sup>-1</sup>.

Частота  $n$  синхронных двигателей определяется частотой сети переменного тока  $f$  и количеством пар полюсов  $p$ :

$$n = f/p. \quad (1.17)$$

Частота асинхронных двигателей меньше на величину скольжения  $s$ , которая обычно равна 0,01...0,06 и уменьшается при увеличении мощности электродвигателя:

$$n = (1-s)f/p. \quad (1.18)$$

Электродвигатели могут изготавливаться в обычном исполнении, защищенном (покрытыми специальной гидроизоляцией, предохраняющей обмотки от попадания влаги и агрессивных жидкостей) и закрытом исполнении с подводом охлаждающего воздуха извне (для защиты от агрессивной газовой среды).

При большой высоте всасывания (разнице по высоте между уровнем воды в водоеме или емкости, откуда производится забор, и точкой входа в насос) или большом сопротивлении всасывающего тракта давление на входе в насос может уменьшиться до значения, при котором возникает кавитация (образование в жидкости пузырьков насыщенного пара и их резкое схлопывание при повышении давления внутри насоса). Работа с кавитацией недопустима, так как это может привести к разрушению рабочего колеса насоса.

Для работы насоса без кавитации давление на входе должно быть выше давления насыщенных паров жидкости на величину кавитационного запаса:

$$h_{\text{под}} + h_{\text{вс. п}} \leq H_{\text{б}} - H_{\text{п}} - \Delta h_{\text{д}}, \quad (1.19)$$

где барометрическое давление  $H_{\text{б}}$  и давление насыщенных паров воды  $H_{\text{п}}$  определяется по рис. 1.17, допустимый кавитационный запас  $\Delta h_{\text{д}}$  приводится в характеристиках насосов.

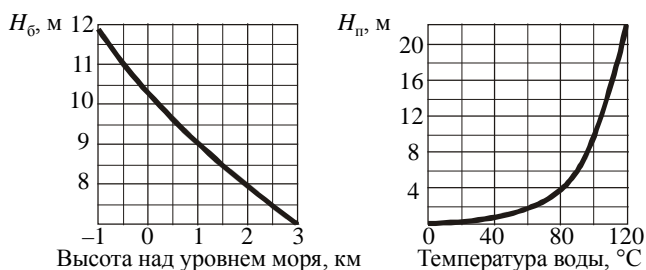


Рис. 1.17. Атмосферное давление  $H_{\text{б}}$  и давление насыщенных паров воды  $H_{\text{п}}$ , выраженные в м вод. ст.



В ряде случаев, например, при перекачке горячей воды, обеспечение равенства (1.19) возможно только при отрицательной высоте подъема жидкости  $h_{\text{под}}$ , то есть насос должен работать с подпором (быть расположен ниже уровня воды в емкости, откуда забирается вода).

## 1.5. ВЫБОР ЧИСЛА НАСОСОВ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ

Насосные станции обычно состоят из нескольких установленных параллельно одинаковых насосов. Для выбора оптимального количества насосов проводится экономический расчет, целью которого является сравнение суммарных затрат на сооружение и эксплуатацию станции. Определение суммарных затрат при этом может быть произведено методом приведенных затрат.

Рассмотрим методику выбора числа насосов при заданной подаче  $Q_{\text{max}}$ .

1. Задается число насосов  $n$ .

2. Определяется сопротивление сети  $H_c$  при подаче  $Q_{\text{max}}$ . В соответствии с принимаемым запасом 10% найденный напор увеличивается :

$$H = 1,1H_c. \quad (1.20)$$

3. Определяется подача через один насос:

$$Q_n = Q_{\text{max}} / n. \quad (1.21)$$

4. По подаче  $Q_n$  и напору  $H$  по сводной напорной характеристике выбирается насос. По напорной характеристике выбранного насоса уточняется его напор  $H_n$  при подаче  $Q_n$ . Должно выполняться условие  $H_n \geq H$ , иначе насос не обеспечит требуемую подачу. В противном случае выбирается другой насос, или, если это невозможно, рассматриваемый вариант пропускается.

Для выбранного насоса выписываются его габаритные размеры.

5. Определяется или рассчитывается мощность, потребляемая электродвигателем насоса  $N_n$ . Для насосов типа «К», поставляемых с электродвигателями, в характеристиках приводится мощность и КПД всей насосной установки. Для насосов других типов приводится мощность и КПД только насосов, и необходимо дополнительно учитывать КПД передачи и электродвигателя с учетом его степени загрузки.

6. Рассчитываются капитальные затраты КЗ на сооружение насосной станции, руб.:

$$КЗ = C_n + C_{\text{па}} + C_{\text{кпп}} + C_a + C_m + C_3. \quad (1.22)$$

Они включают следующие статьи:

а) стоимость насосов с учетом резервных (см. табл. 1.5) равна

$$C_n = \Pi_n(n+n_{рез}). \quad (1.23)$$

В 2009 г. на насосные установки типа «К» и насосы типа «Д» соотношение цены и мощности привода составляло 800...900 руб. за 1 кВт;

б) стоимость пусковой аппаратуры принимается в размере 30...50% от стоимости насосов:

$$C_{па} = (0,3...0,5) C_n; \quad (1.24)$$

в) стоимость контрольно-измерительных приборов и автоматики (КИП и А) составляет 10% от стоимости насосов:

$$C_{кип} = 0,1 C_n; \quad (1.25)$$

г) стоимость арматуры (вентили, клапаны, соединительные муфты, тройники и т.д.) принимается в размере 5% от стоимости насосов:

$$C_a = 0,05 C_n; \quad (1.26)$$

д) стоимость монтажа оборудования равняется 40% от стоимости насосов:

$$C_m = 0,4 C_n; \quad (1.27)$$

е) стоимость здания определяется по его объему  $V$  и усредненной стоимости кубического метра здания  $\Pi_3$ :

$$C_3 = V \Pi_3. \quad (1.28)$$

Объем здания  $V$  рассчитывается с учетом размеров насосов, их схемы установки и запаса, который составляет:

- расстояние от насосов до потолка 1,5 м;
- расстояние от насосов до стенки 2 м;
- расстояние между насосами 1,5 м.

Применяют схемы установок насосов, приведенные на рис. 1.13. Схема выбирается с учетом расположения входных и выходных патрубков насосов и должна обеспечивать наименьшую длину разводки трубопроводов внутри станции.

Здание насосной станции обычно представляет кирпичную коробку, возведенную на фундаменте и покрытую железобетонными плитами. Ориентировочно принимается стоимость возведения здания 1500...2000 руб/м<sup>3</sup>; для более точного расчета необходимо определение расхода материалов на здание и стоимости работ по его сооружению.

7. Амортизационные отчисления принимаются из нормативных документов в размере 6...8 % от капитальных затрат:

$$C_{\text{аморт}} = 0,08 \cdot KЗ. \quad (1.29)$$

8. Определяются текущие годовые затраты ТЗ, руб/год, на эксплуатацию станции:

$$ТЗ = C_3 + C_p + C_{\text{зп}}. \quad (1.30)$$

Они состоят из следующих статей:

а) затраты на электроэнергию определяются по двухставочному тарифу, включающему плату за потребляемую электроэнергию и установочную мощность всех электродвигателей. Для расчета потребляемой мощности используется величина  $N_n$ , кВт, определенная в пункте 5, и количество рабочих насосов  $n$ . Для расчета установочной мощности используется мощность электродвигателей  $N_{\text{уст}}$ , кВт, и общее число насосов с учетом резервных. Затраты на электроэнергию имеют вид

$$C_3 = Ц_3 N_n n \tau_{\text{раб}} + Ц_{3, \text{уст}} N_{\text{уст}} (n + n_{\text{рез}}). \quad (1.31)$$

где  $Ц_3$  – стоимость кВт·ч электроэнергии, руб.;  $\tau_{\text{раб}}$  – количество часов работы насосной станции в год, при непрерывной работе  $\tau_{\text{раб}} = 24 \cdot 365 = 8760$ ;  $Ц_{3, \text{уст}}$  – ставка за 1 кВт установленной мощности электродвигателей, руб.;

б) затраты на ремонт и обслуживание оборудования, принимаются в размере 30...50% от амортизационных отчислений:

$$C_p = (0,3 \dots 0,5) C_{\text{аморт}}; \quad (1.32)$$

в) заработная плата обслуживающего персонала в год складывается из месячной зарплаты  $\Pi_i$ , руб., каждого работника:

$$C_{\text{зп}} = 12 \cdot \Pi_i. \quad (1.33)$$

Затраты на заработную плату складываются из основной и дополнительной зарплаты персонала и начислений на заработную плату. При непрерывной работе в штат не крупной насосной станции входят четыре машиниста, один слесарь-ремонтник и один мастер, на крупных станциях создается бригада по ремонту со своим мастером. Основная заработная плата – это сумма месячных окладов персонала (МО), умноженная на 12 месяцев. Дополнительная заработная плата (премии, отпускные) принимаются в размере до 50% от основной. Начисления на фонд оплаты труда, включая тариф на обязательное социальное страхование от несчастных случаев на производстве и профессиональных заболеваний (единый социальный налог), в 2009 г. составлял 26,2%, или 35,5% от величины основной и дополнительной зарплаты. Таким образом,

$$Z_{\text{зп}} = 1,355 \cdot 1,5 \cdot 12 \cdot \sum \text{МО}. \quad (1.34)$$

9. Определяются приведенные затраты  $E$ , руб./год:

$$E = T3 + C_{\text{аморт}}. \quad (1.35)$$

Расчет приведенных затрат (пункты 1–9) выполняется при разном числе насосов. Расчет начинают с двух насосов, затем рассчитываются варианты для трех, четырех насосов и т. д. Результаты расчета заносятся в таблицу, где приводятся капитальные, текущие и приведенные затраты и их составляющие. Расчет заканчивается, когда сумма приведенных затрат последнего варианта становится больше, чем предыдущего. Принимается вариант, соответствующий минимальному значению приведенных затрат.

После выбора числа насосов строится их суммарная напорная характеристика и напорная характеристика сети, на суммарной характеристике определяется рабочая точка при заданной подаче и уточняются напор  $H_{\text{уст}}$  и мощность  $N_{\text{уст}}$  насосной установки для этой точки.

В заключение рассчитываются технико-экономические показатели насосной станции:

- годовая производительность по воде;
- удельный расход воды на единицу продукции;
- годовой расход электроэнергии по насосной станции;
- удельный расход электроэнергии на перекачку  $1 \text{ м}^3$  воды;
- себестоимость перекачки  $1 \text{ м}^3$  воды.

Если насосная станция будет работать в разных режимах, возможны два варианта расчетов. Если точно известны значения подач  $Q_i$  и время работы с этими подачами  $\tau_i$ , то особенности расчета (при заданном числе насосов) следующие:

а) по максимальной подаче выбирается тип насосов и производится расчет капитальных затрат;

б) для каждой подачи выбирается способ регулирования, определяется мощность  $N_i$ , потребляемая насосной станцией при этом способе регулирования, и с учетом времени работы с каждой мощностью рассчитываются затраты на электроэнергию:

$$C_3 = C_3 \sum N_i \tau_i + C_{\text{э, уст}} N_{\text{уст}} (n + n_{\text{рез}}). \quad (1.36)$$

Но обычно на практике режимы подачи задаются не точные, а усредненные по какому-то интервалу времени. Поэтому в большинстве случаев насосная станция рассчитывается, исходя из условий постоянной работы с максимальной подачей, а затем, исходя из найденного

числа насосов и их типов, производится выбор наиболее экономичного способа регулирования при различных подачах.

## 1.6. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОДЫ

Для охлаждения оборотной воды используются устройства, передающие тепло воды в окружающую среду. Классификация охлаждающих устройств приведена на рис. 1.18.

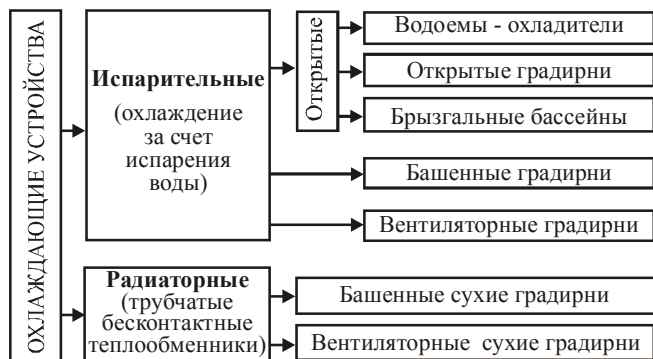


Рис. 1.18. Классификация охлаждающих устройств

В испарительных устройствах горячая вода контактирует с окружающей средой. Часть воды, от 1 до 5%, испаряется, охлаждая оставшуюся воду. Испарение зависит от скорости ветра и температуры окружающей среды, поэтому работа охлаждающих устройств открытого типа сильно зависит от параметров окружающей среды. Чтобы исключить такое влияние и обеспечить стабильное испарение, в градирнях стремятся обеспечить постоянную скорость воздуха его искусственным перемещением (вентиляторные градирни) или под действием естественной тяги (башенные градирни).

Рассмотрим перечисленные типы охлаждающих устройств.

*Водохранилища-охладители.* Вода подается в естественный или искусственно созданный водоем (озеро, пруд), взамен забирается холодная вода. Водохранилища позволяют охлаждать воду при отрицательных температурах окружающей среды, просты в эксплуатации, но требуют большей площади, которая определяется по специальным монограммам. Ориентировочно для охлаждения  $1 \text{ м}^3/\text{ч}$  воды требуется  $30 \dots 50 \text{ м}^2$  площади водной поверхности.

*Открытые градирни.* Вода охлаждается, стекая по специальной решетке, называемой оросительным устройством, в бассейн.

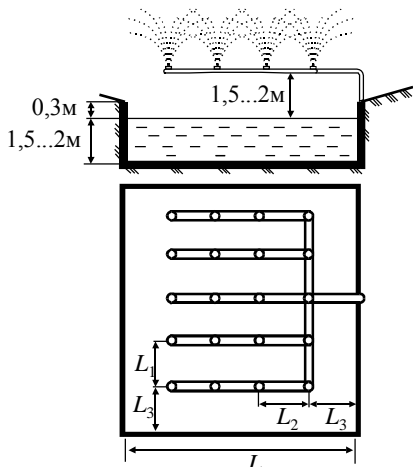
Открытые градири разделяются на следующие виды:

- капельные, в которых вода, падая на отбойные тарелки, распыляется каплями;
- пленочные, в которых вода стекает в виде пленки;
- брызгальные, где вода разбрызгивается специальными соплами.

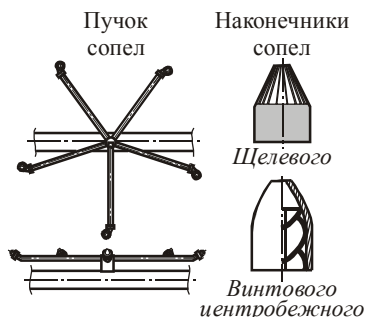
Расчет градири производят исходя из площади орошения, которая в среднем для капельных градири составляет  $1,7 \dots 2,2 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$ , для пленочных  $2,2 \dots 4,4 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$ , для брызгальных  $1,4 \dots 1,7 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$ .

Открытые градири применяются при небольших расходах воды, просты конструктивно, но у них низкая степень охлаждения, сильно зависящая от скорости ветра.

*Брызгальные бассейны.* Это открытый резервуар (рис. 1.19), с расположенными над уровнем воды брызгальными устройствами, представляющими ряды распределительных труб с размещенными на равном расстоянии соплами или пучками сопел (рис. 1.20).



**Рис. 1.19. Брызгальный бассейн**



**Рис. 1.20. Сопла брызгальных бассейнов**

Расход воды через сопло  $V_c$ , м/с, определяется по избыточному давлению воды в нем  $\Delta p$ , Па:

$$V_c = k \sqrt{\Delta p}, \quad (1.37)$$

где  $k$  – коэффициент, зависящий от типа сопла (табл. 1.9).

Избыточное давление в соплах  $\Delta p$  обычно составляет 50 кПа. Общее число сопел определяется по расходу воды через сопло и общему

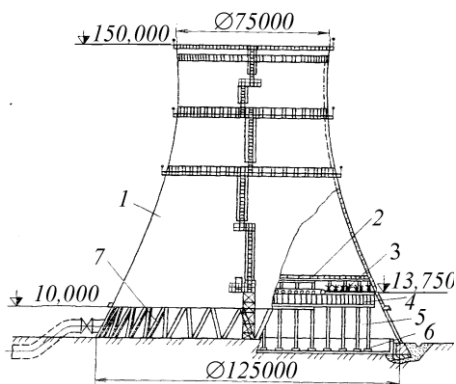
расходу охлаждающей воды, размеры бассейна – по табл. 1.9. Брызгальные бассейны просты, но у них низкая степень охлаждения и высокие потери воды из-за уноса капель ветром.

Таблица 1.9

**Размеры брызгального бассейна**

Сопло	Коэффициент сопла, $\times 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}\cdot\text{Па}^{0,5}$	Размеры, м			
		$L$	$L_1$	$L_2$	$L_3$
Винтовое центробежное	2,3	$\leq 50$	10...12	3...3,5	7...10
Щелевое	4,7...5,5		8...10	4...4,5	5...10
Бутылочное	0,7... 1,4		6...8	4,0	

*Башенные градирни.* Представляют собой цилиндрический сужающийся кверху корпус, внутри которого расположено оросительное устройство (рис. 1.21). Вода подается сверху и стекает вниз. Нагреваясь, воздух под действием естественной тяги поднимается вверх, этим создается постоянная скорость воздуха и улучшается испарение.



**Рис. 1.21. Башенные градирни с монолитной железобетонной вытяжной башней:** 1 – вытяжная башня; 2 – водоуловитель; 3 – система водораспределения; 4 – ороситель; 5 – подоросительное пространство; 6 – каркас оросительного устройства; 7 – опорная колоннада

Башенные градирни унифицированы и выбираются из стандартных типов. Их достоинство заключается в небольшой площади и стабильном процессе охлаждения. Недостатки – большая материалоемкость и стоимость.

*Вентиляторные градирни.* Их конструкция аналогична открытым градирням, но осуществляется дополнительная циркуляция воздуха

вентиляторами, располагаемыми сверху, создающими идущий вниз со скоростью 4...5 м/с поток воздуха. Так как в вентиляторных градирнях испарение интенсифицируется, требуется меньший объем оросительного устройства и такие градирни дешевле в 2 раза, чем башенные и брызгальные бассейны. Они допускают управление процессом охлаждения, но требуют затрат электроэнергии для работы вентиляторов и характеризуются повышенным уносом воды.

*Сухие градирни.* В них вода протекает по трубам, в межтрубном пространстве проходит поток воздуха, создаваемый вентилятором (вентиляторная сухая градирня) или естественной тягой (башенная сухая градирня). Преимуществом сухих градирен является отсутствие потерь воды, высокая стабильность работы, недостатком – высокая стоимость и большие затраты на эксплуатацию.

Выбор охлаждающего устройства производится исходя из возможного места размещения и отводимой площади, метеорологических условий, требований к стабильности процесса охлаждения. При выборе могут использоваться данные табл. 1.10.

Таблица 1.10

**Критерии для выбора охлаждающих устройств**

Охладитель	Удельная тепловая нагрузка, кВт/м <sup>2</sup>	Перепад температур технической воды, °С	Разность температур охлажденной воды и атмосферного воздуха (по «мокрому» термометру), °С
Брызгальные бассейны	5,8–23,3	5–10	10–12
Градирни			
вентиляторные	93–116	3–20	4–5
открытые	8,2–17	5–10	10–12
радиаторные (сухие)	–	5–10	20–35

Перспективным является использование в системах оборотного водоснабжения вместо градирен теплонасосных установок (ТНУ) – устройств, позволяющих за счет подвода внешней энергии использовать теплоту воды с температурой 30–40°С, поступающей на охлаждение, для нагрева воды для нужд отопления и горячего водоснабжения до температуры 80–100°С, причем теплоты в ТНУ вырабатывается в 3–5 раз больше, чем затрачивается внешней энергии. Установка теплового насоса позволяет исключить испарение и унос воды, обеспечить стабильность охлаждения, уменьшить площадь, занимаемую охлаждаю-



щим устройством, и дополнительно получать теплоту на отопление и горячее водоснабжение. Принципы работы ТНУ рассмотрены в учебном пособии [2].

## 1.7. ОЧИСТКА ПРОМЫШЛЕННЫХ СТОЧНЫХ ВОД

Задачей очистки промышленных стоков является удаление из воды взвешенных частиц и примесей. В системах технического водоснабжения применяют следующие очистные сооружения:

1. Отстойники, в которых вода движется с небольшой скоростью и примеси оседают на дно (рис. 1.22).
2. Гидроциклоны, осуществляющие отделение осадка за счет центробежных сил.
3. Фильтры (самотечные и напорные):
  - крупнозернистые, в качестве наполнителя в которых используется песок, гравий, антрацит;
  - сетчатые, металлические или тканевые.

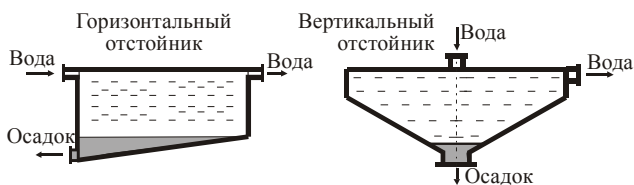


Рис. 1.22. Отстойники

Обычно очистка воды двухступенчатая, сначала в отстойниках или циклонах, затем в фильтрах.

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Назначение систем технического водоснабжения.
2. Устройства систем технического водоснабжения.
3. Потребители технической воды.
4. Классификация схем технического водоснабжения.
5. Назначение и определение объема продувки в системах технического водоснабжения.
6. Баланс воды предприятия.
7. Причины потерь воды в системах технического водоснабжения.
8. Классификация насосных станций.
9. По каким критериям выбираются насосы и определяется их количество.

10. Классификация устройств для охлаждения оборотной воды, достоинства и недостатки разных типов охлаждающих устройств.

11. Методы очистки природной воды и промышленных сточных вод.

## 2. СИСТЕМЫ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

### 2.1. ОБОРУДОВАНИЕ СИСТЕМ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ И КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ

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

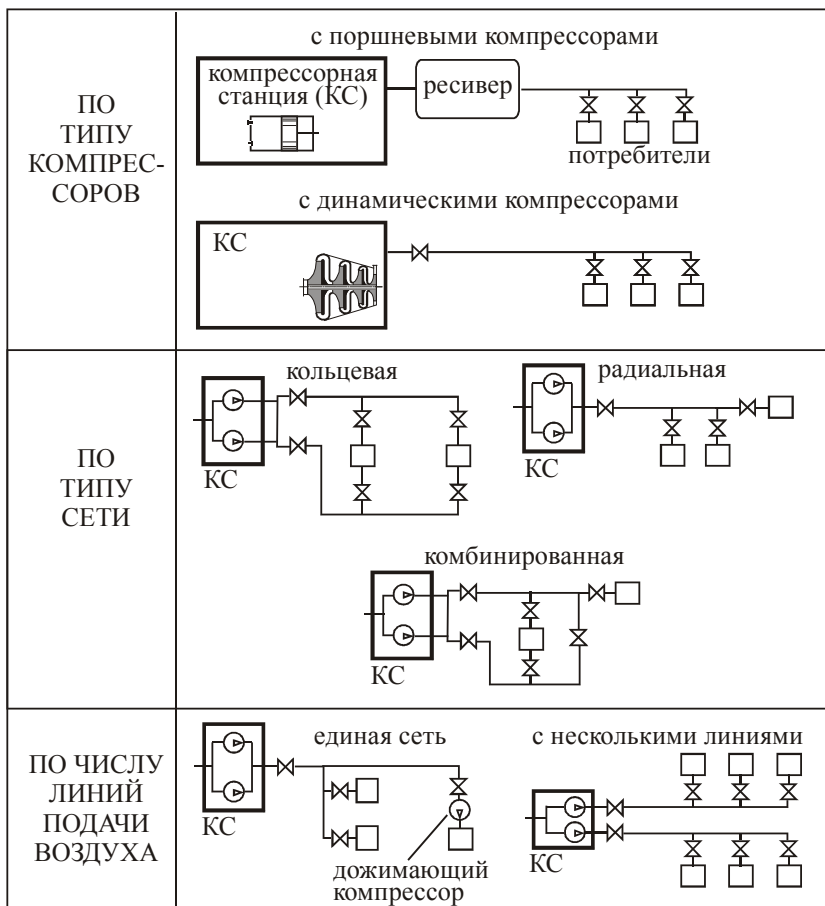
- компрессорные станции, предназначенные для выработки сжатого воздуха;
- ресиверы (баллоны-воздухосборники) для выравнивания давления в сети и аккумуляции воздуха, расположенные как после компрессорных станций, так и перед потребителями;
- воздухопроводную сеть или баллонный транспорт для доставки сжатого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

Принципиальные схемы систем воздухообеспечения можно классифицировать по типу используемых компрессоров, типу воздухопроводных сетей и числу линий подачи воздуха (рис. 2.1).

*Тип компрессоров* определяется требуемой подачей и давлением воздуха. При необходимости создания высоких давлений (3...20 МПа) или при небольшом потреблении воздуха (менее 10 м<sup>3</sup>/с) используются поршневые компрессоры. Динамические компрессоры используются при создании давлений до 1 МПа и потреблении воздуха свыше 10 м<sup>3</sup>/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. Это самый дешевый тип сетей, так как он отличается наиболее короткой общей длиной воздухопроводов.



**Рис. 2.1. Классификация систем воздухообеспечения**

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 распределение 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 воздуха 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 потребителям 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. 2.1).

Таблица 2.1

### 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	Д 	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. 1.19

1	2	3	4
Концевые холодильники	КХ	Обязательны для всех компрессорных станций, могут как входить в конструкцию компрессоров, так и устанавливаться отдельно	
Влагодмаслоотделители (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)	ОК 	Устанавливаются после каждого компрессора, предназначены для их защиты от гидравлического удара и предотвращения обратной подачи через роторные и динамические компрессоры. Перед обратным клапаном обязательно должен быть установлен предохранительный клапан	
Клапаны предохранительные (для выпуска в атмосферу воздуха при превышении допустимого давления)	ПК 	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)	АПК 	Нет	Обязательны
Продувочная линия	ПЛ 	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:

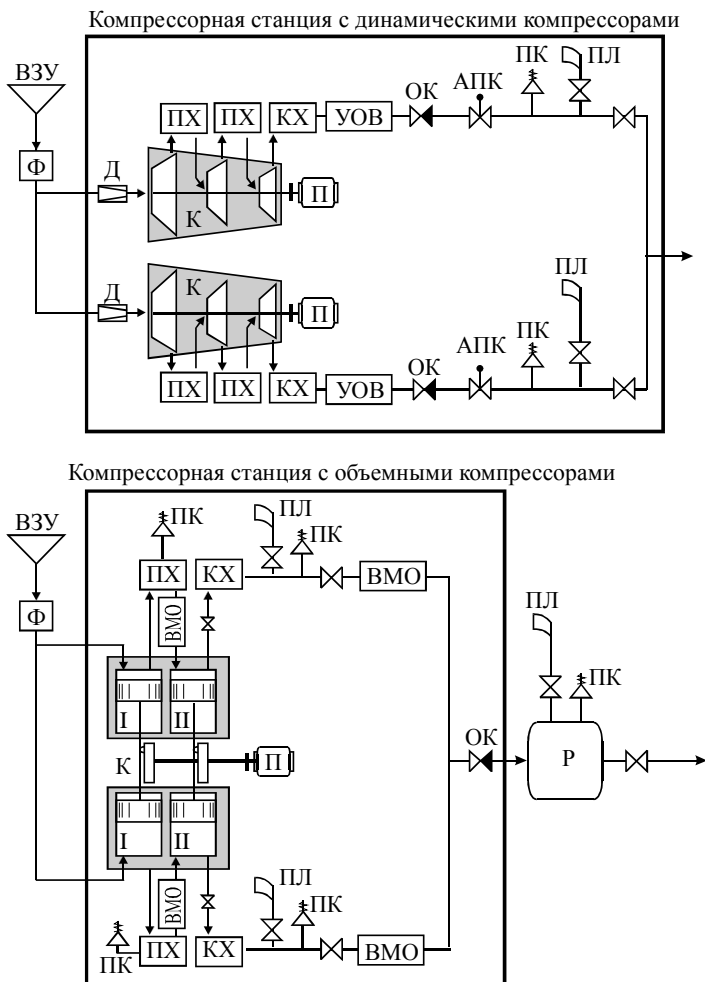
- систему охлаждения компрессоров, содержащую водопроводы для воды, насосы и охлаждающие устройства;
- систему смазки движущихся деталей компрессоров и приводов;
- баки для сбора конденсата из ресиверов, влагомаслоотделителей и установок осушки воздуха;
- систему контроля работы оборудования, включающую:
  - 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. 2.2. Схема компрессорных станций с винтовыми и роторными компрессорами аналогична схеме с поршневыми компрессорами, но дополнительно после компрессоров устанавливается обратный клапан.

## **2.2. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ СЖАТОГО ВОЗДУХА**

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



**Рис. 2.2. 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 требу-



ется при выплавке стали и чугуна, распылении твердого топлива в форсунках 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 использовании сжатого воздуха для приведения в движение 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;
- на пневмоинструменты, характеризующиеся кратковременным режимом работы.

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

Расход электроэнергии на производство 1 м<sup>3</sup> сжатого воздуха составляет 0,1...0,15 кВт·ч при использовании электрического привода и около 0,02 кг условного топлива для паротурбинных приводов.

### 2.3. 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,  $\text{м}^3/\text{с}$ :

$$Q_{\text{ср}} = Q_{\text{ср}i}^{\text{техн}} + Q_{\text{ср}i}^{\text{сил}}, \quad (2.1)$$

Для технологических потребителей (пневмоприемников) средний расход воздуха составляет

$$Q_{\text{ср}i}^{\text{техн}} = \frac{q_{\text{уд}i} G_{\text{год}}}{3600 \tau_{\text{раб}i}}, \quad (2.2)$$

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

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

$$Q_{\text{ср}i}^{\text{сил}} = q_{\text{н}i} k_{\text{спр}i} n_i, \quad (2.3)$$

где  $q_{\text{н}i}$  – 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;  $n_i$  – число потребителей. Приблизительно коэффициент спроса определяется по рис. 2.3.

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

## 2.4. УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ РАСХОДА ВОЗДУХА У ПОТРЕБИТЕЛЕЙ

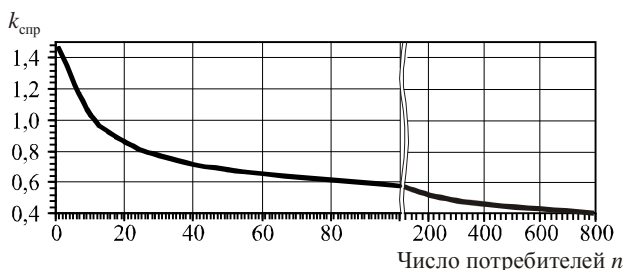
Этот способ применяется при наличии большого числа потребителей, для которых отдельно учитывается износ, загрузка и одновременность работы оборудования. Средний расход воздуха рассчитывается по выражению (2.1), где расходы воздуха технологическими и силовыми потребителями имеют вид,  $\text{м}^3/\text{с}$  :

$$Q_{\text{ср}i}^{\text{техн}} = q'_{ni} k_{\text{исп}i} k_{\text{изн}i} n'_i, \quad (2.4)$$

$$Q_{\text{ср}i}^{\text{сил}} = q_{ni} k_{\text{загр}i} k_{\text{одн}i} k_{\text{изн}i} n_i, \quad (2.5)$$

где  $q'_{ni}$  и  $q_{ni}$  – норма потребления воздуха при непрерывной работе установки для технологических и силовых потребителей (или для пневмоприемников и пневмоустановок),  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $n'_i$  и  $n_i$  – число технологических и силовых потребителей (или пневмоприемников и пневмоустановок);  $k_{\text{исп}i}$  – коэффициент использования (коэффициент включения), являющийся относительным временем работы оборудования (табл. 2.2);  $k_{\text{изн}i}$  – коэффициент износа, учитывающий увеличение расхода и потерь воздуха вследствие механического износа (табл. 2.3);  $k_{\text{загр}i}$  – коэффициент загрузки, показывающий отличие фактической нагрузки от номинальной из-за ее снижения и использования регулирования (табл. 2.4);  $k_{\text{одн}i}$  – коэффициент одновременности, учитывающий часть работающего в один и тот же момент времени оборудования (рис. 2.4).

Значения коэффициентов зависят от вида предприятия и режима работы оборудования. При серийном или конвейерном производстве коэффициенты  $k_{\text{ср}i}$ ,  $k_{\text{исп}i}$  и  $k_{\text{одн}i}$  будут выше, чем при индивидуальном, например, в ремонтных цехах. Соотношения между коэффициентами, используемыми при расчете расхода воздуха, приведены на рис. 2.5.



**Рис. 2.3. Коэффициент спроса**

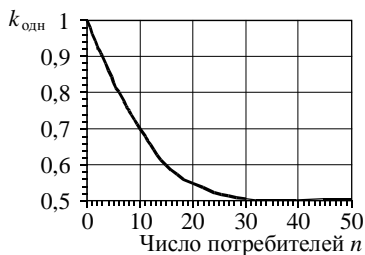


Рис. 2.4. Коэффициент одновременности

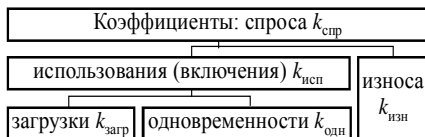


Рис. 2.5. Соотношение между коэффициентами

Таблица 2.2

**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 2.3

**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
Пневмоинструменты	До 1,5

Таблица 2.4

**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  $Q_{сп i}^{техн}$  для части или всех технологических потребителей может быть рассчитан по выражению (2.2), 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. 2.6).

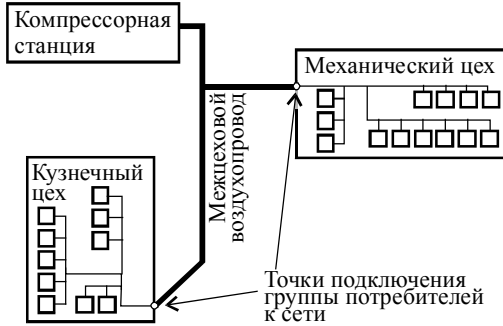


Рис. 2.6. Схема воздухопроводной сети с двумя группами потребителей

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

$$k_g = \frac{\sum k_{исп i} k_{изн i} q'_{н i} n'_i + \sum k_{загр i} k_{одн i} k_{изн i} q_{н i} n_i}{\sum k_{изн i} q'_{н i} n'_i + \sum k_{загр i} k_{изн i} q_{н i} n_i}, \quad (2.6)$$

и по нему определяется коэффициент одновременности работы оборудования (рис. 2.7).

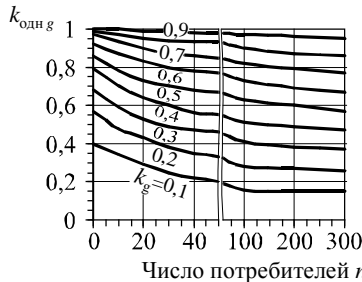


Рис. 2.7. Определение коэффициента одновременности  $k_{одн g}$  для группы потребителей

Средний расход воздуха в точке подключения потребителей:

$$Q_{\text{ср } g} = k_{\text{одн } g} \left( \sum k_{\text{изн } i} q'_{\text{н } i} n'_i + \sum k_{\text{загр } i} k_{\text{изн } i} q_{\text{н } i} n_i \right). \quad (2.7)$$

Средний расход воздуха потребителями аналогично (2.1) определяется как сумма потребления по всем группам в их точках подключения к сети и всех остальных отдельно учитываемых потребителей, не вошедших в группы.

## 2.5. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ И ПОТЕРИ ВОЗДУХА В СЕТИ

Максимальный расход воздуха  $Q_{\text{max}}$ , вырабатываемый компрессорной станцией, определяется по среднему расходу воздуха у всех потребителей с учетом запаса в 20...50% и количественных потерь воздуха в сети  $Q_{\text{пот}}$  м<sup>3</sup>/с:

$$Q_{\text{max}} = (1,2 \dots 1,5) Q_{\text{ср}} + Q_{\text{пот}}. \quad (2.8)$$

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

$$Q_{\text{кс}} = Q_{\text{max д}} = \beta Q_{\text{max}}. \quad (2.9)$$

Коэффициент неодновременности  $\beta$  равен 0,85...0,95. Запас при определении максимального расхода и коэффициент  $\beta$  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  $Q_{\text{пот}}^{\text{пр}}$  из-за негерметичности соединений (причем эти утечки происходят у всех подключенных потребителей, в том числе и неработающих), м<sup>3</sup>/с:

$$Q_{\text{пот}} = \sum Q_{\text{пот } i}^{\text{с}} + n Q_{\text{пот}}^{\text{пр}}; \quad (2.10)$$

$$Q_{\text{пот } i}^{\text{с}} = (1 \dots 1,3) 10^{-10} L_i p_i; \quad (2.11)$$

$$Q_{\text{пот}}^{\text{пр}} = 1,3 \cdot 10^{-8} p_{\text{п}}. \quad (2.12)$$

где  $\Sigma Q_{\text{пот}}^c$   $i$  – 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 м<sup>3</sup>/с (5 м<sup>3</sup>/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.

## 2.6. 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  $\Delta p$ :

$$p_{\text{кс}} = p_{\text{п}} + \Delta p. \quad (2.13)$$

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  $\Delta p$  происходят из-за преодоления гидравлического сопротивления сети  $\Delta p_c$  и снижения давления  $\Delta p_T$  при охлаждении сжатого воздуха:

$$\Delta p = \Delta p_{c i} + \Delta p_T. \quad (2.14)$$

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

$$p_1^2 - p_2^2 = 1,62 \lambda \frac{Q_0^2}{d^5} L \frac{T}{T_0} \rho_0 p_0 z (1 + k_{\text{пот}}), \quad (2.15)$$

где  $p_1$  и  $p_2$  – абсолютное давление в начале и конце участка, Па;  $\lambda$  – коэффициент трения;  $Q_0$  – расход среды при нормальных условиях, м<sup>3</sup>/с;  $d$  – внутренний эквивалентный диаметр, м;  $L$  – длина участка, м;  $T$  и  $T_0$  – температура среды и температура при нормальных условиях, К;  $\rho_0$  – плотность среды при нормальных условиях, кг/м<sup>3</sup>;  $p_0$  – давление в нормальных условиях, Па;  $z$  – коэффициент сжимаемости газов;  $k_{\text{пот}}$  – коэффициент потерь на местные сопротивления, составляет 0,05...0,1.

Коэффициент сопротивления для воздухопровода может быть определен по формуле Шевелева

$$\lambda = \frac{0,021}{d^{0,3}}, \quad (2.16)$$

обычно  $\lambda = 0,03 \dots 0,05$ .

Подставив в уравнение (2.15) коэффициент сопротивления и характеристики воздуха, получаем упрощенное уравнение

$$p_1^2 - p_2^2 = 4800 \frac{Q_0^2}{d^{5,3}} L, \quad (2.17)$$

отсюда по известной величине давления на одном конце участка ( $p_1$  или  $p_2$ ) можно найти потери давления:

$$\Delta p_c = \sqrt{p_2^2 + 4800 \frac{Q_0^2}{d^{5,3}} L} - p_2; \quad (2.18)$$

$$\Delta p_c = p_1 - \sqrt{p_1^2 - 4800 \frac{Q_0^2}{d^{5,3}} L}. \quad (2.19)$$

Если сопротивление участка незначительное (менее 25 кПа, что составляет менее 3% от давления 0,78 МПа (8 кгс/см<sup>2</sup>), характерного для заводских воздухопроводных сетей), сжимаемость воздуха можно не учитывать и сопротивление рассчитывать по формуле гидравлического сопротивления:

$$\Delta p_c = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2} \rho (1 + k_{\text{пот}}), \quad (2.20)$$

которая после преобразований примет вид

$$\Delta p_c = 2400 \frac{L Q_0^2}{d^{5,3} p}, \quad (2.21)$$

где  $v$  – скорость, м/с;  $p$  – среднее давление сжатого воздуха на участке, Па.

*Тепловые потери*  $\Delta p_T$  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 давления при охлаждении газа рассчитывается по уравнению политропного процесса:



$$\frac{p}{p_{\text{кк}}} = \left( \frac{T_0}{T_{\text{кк}}} \right)^{\frac{n}{n-1}}, \quad (2.22)$$

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

$$\Delta p_{\text{т}} = p_{\text{кк}} - p = p_{\text{кк}} \left[ 1 - \left( \frac{T_0}{T_{\text{кк}}} \right)^{\frac{n}{n-1}} \right]. \quad (2.23)$$

В среднем после конечных холодильников температура сжатого воздуха на  $25^\circ$  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. 2.5).

## 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

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q_0}{v} \cdot \frac{p_0 T}{p T_0}}, \quad (2.24)$$

где  $Q_0$  – подача компрессора при нормальных условиях, м<sup>3</sup>/с;  $v$  – фактическая скорость воздуха, м/с;  $p_0$  и  $p$  – абсолютное давление при нормальных условиях и абсолютное давление сжатого воздуха;  $T_0$  и  $T$  – абсолютная температура среды при нормальных и рабочих условиях.

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

$$d_{\text{вн}} = 360 \sqrt{\frac{Q_0}{p v}}. \quad (2.25)$$

Толщина стенки труб  $s$

$$s = 7 d_{\text{вн}} \frac{p}{\sigma}, \quad (2.26)$$

где  $p$  – избыточное давление сжатого воздуха;  $\sigma$  – 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. 2.6).

По рассчитанному внутреннему диаметру и толщине выбирают стандартный диаметр трубопроводов (табл. 2.6). Также для воздуха с избыточным давлением до 0,6 МПа разрешается изготавливать воздухопроводы диаметром 400...1400 мм путем сварки труб из листовой стали.

Таблица 2.6

## 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, расход воздуха на которых одинаков.
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. По уточненным потерям определяется производительность компрессорной станции  $Q_{кв}$  и необходимое давление на входе в сеть  $p_{кв}$ .

## 2.7. 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/см<sup>2</sup> (588 600 Па).

Потребители сжатого воздуха на предприятии представлены в табл. 2.7 и 2.8, а их расположение – на рис. 2.8.

Таблица 2.7

### Технологические потребители сжатого воздуха

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

Силовые потребители сжатого воздуха

№ п/п	Потребитель	Количество $n_{ci}$	Норма расхода при непрерывно работающем оборудовании $q_{ni}$ , м <sup>3</sup> /мин
1	Пресс штамповочный	5	22
2	Молот штамповочный	8	12
3	Подъемник	6	10
4	Сопло обдувочное	2	3,5

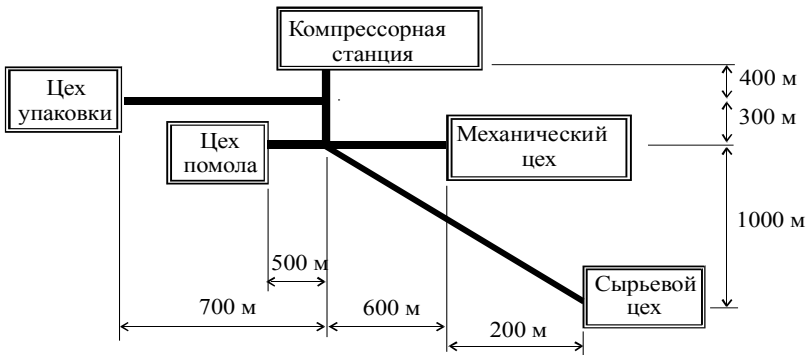


Рис. 2.8. Расположение потребителей сжатого воздуха

### 1. Схема воздухопроводной сети

Составим расчетную схему воздухопроводной сети (рис. 2.9), 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*, *б*, *в*, *г*, *д*, *е*.

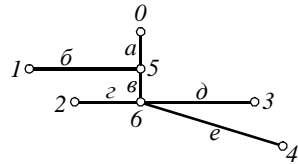


Рис. 2.9. Схема воздухопроводной сети

### 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, т. е. к пневмоприемникам. В известных нормах рас-

хода  $q_{уд i}$  для них уже учтены неравномерность работы оборудования и его износ.

Средний расход воздуха в цехе упаковки

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

Средний расход воздуха в цехе помола

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

Средний расход воздуха в сырьевом цехе

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

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  $k_{загр i}$ , одновременности  $k_{одн i}$  и износа  $k_{изн i}$  (табл. 2.9).

Таблица 2.9

**Коэффициенты пневмоинструментов**

№ п/п	Инструмент	$k_{загр i}$	$k_{одн i}$	$k_{изн i}$	$k_{загр i} \cdot k_{одн i} \cdot k_{изн i}$
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

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

Суммарный средний расход воздуха у потребителей

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

### 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. 2.10).

Таблица 2.10

**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. 2.11).

Таблица 2.11

**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>г</i> (6-2)	99 050-15 000-20 000=64 050	588 600	652 650	620 625
<i>д</i> (6-3)	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. 2.12.

## Потери воздуха в сети

Участок	Длина, м	Среднее давление, Па	Потери воздуха, м <sup>3</sup> /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>з</i> (6–2)	600	620 625	0,037
<i>д</i> (6–3)	500	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:  $Q_6 = Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_{\text{пот. e}}^{\text{с}} + Q_{\text{пот. д}}^{\text{с}} + Q_{\text{пот. в}}^{\text{с}} = \\ = 2,537 + 0,824 + 2,549 + 0,037 + 0,045 + 0,095 = 6,087 \text{ м}^3/\text{с}.$

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

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:

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



$$Q_d = Q_{\text{cp3}}^{\text{техн}} + 0,5 \cdot Q_{\text{пот. d}}^c = 0,824 + 0,5 \cdot 0,045 = 0,847 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$Q_z = Q_{\text{cp2}}^{\text{техн}} + 0,5 \cdot Q_{\text{пот. z}}^c = 2,537 + 0,5 \cdot 0,037 = 2,556 \text{ м}^3/\text{с}.$$

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

$$Q_{\bar{e}} = Q_{\text{cp1}}^{\text{техн}} + 0,5 \cdot Q_{\text{пот. } \bar{e}}^c = 2,122 + 0,5 \cdot 0,053 = 2,149 \text{ м}^3/\text{с}.$$

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

### 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 скорость воздуха  $v = 9 \text{ м/с}$ , задавая ее в размере 60 % от максимально допустимой скорости (см. табл. 2.5).

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 ближайшую трубу 426x7 мм.

Для остальных участков результаты расчетов представлены в табл. 2.13.

## Диаметр участков воздухопровода

Участок	Средние значения		Принимаемая скорость воздуха м/с	Расчетные значения		Принимаемый внешний диаметр, мм
	расход, м <sup>3</sup> /с	избыточное давление, Па		внутренний 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>г</i> (6–2)	2,556	620 625	9	226	5	273
<i>д</i> (6–3)	0,847	620 625	9	130	3	159
<i>e</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, т. е. 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. 2.14.

Таблица 2.14

Сопротивление участков линии *e* (0–4)

Участок	Давление в конце участка, Па	Сопротивление участка, Па	Избыточное давление в начале участка, 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, следуя 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. 2.15.

Таблица 2.15

### Сопротивление участков

Участок	Избыточное давление в начале участка, Па	Сопротивление участка, Па	Избыточное давление в конце участка, Па	Отклонение от заданного давления у потребителей, %
<i>a</i> (0–5)	640 925	9 866 (из табл. 2.14)	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. 2.14)	623 381	–
<i>г</i> (6–2)	623 381	12 951	610 430	3,7 (>2)
<i>д</i> (6–3)	623 381	30 504	592 877	0,7
<i>e</i> (6–4)	623 381	34 781 (из табл. 2.14)	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  $\Delta p$  – заданное сопротивление участка;  $p$  – избыточное давление на выходе из участка.

В результате давление у потребителей должно быть 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. 2.16.

Таблица 2.16

### 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>б (5-1)</i>	–	–	–	–	–
<i>г (6-2)</i>	623 381	588 600	34 781	220 x 4	273
<i>д (6-3)</i>	–	–	–	–	–
<i>е (6-4)</i>	–	–	–	–	–

Как видно из табл. 2.16, 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. 2.17) и сравниваются с принятыми ранее значениями (приведенными в табл. 2.12).

Таблица 2.17

### Потери воздуха

Участок	Избыточное давление, Па			Потери воздуха, м <sup>3</sup> /с		Отклонение, %
	на входе	на выходе	среднее	текущие	принятые	
<i>а (0-5)</i>	640 925	631 059	635 992	0,031	0,033	6
<i>б (5-1)</i>	631 059	589 481	610 270	0,051	0,053	4
<i>в (5-6)</i>	631 059	623 381	627 220	0,023	0,024	4
<i>г (6-2)</i>	623 381	610 430	616 906	0,037	0,037	0
<i>д (6-3)</i>	623 381	592 877	608 129	0,044	0,045	2
<i>е (6-4)</i>	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. Если бы отличие составляло более 25%, было бы необходимо пересчитать средние расходы воздуха на участках, диаметры воздухопровода и сопротивления участков.

Результаты расчета воздухопроводной сети приведены на рис. 2.10.

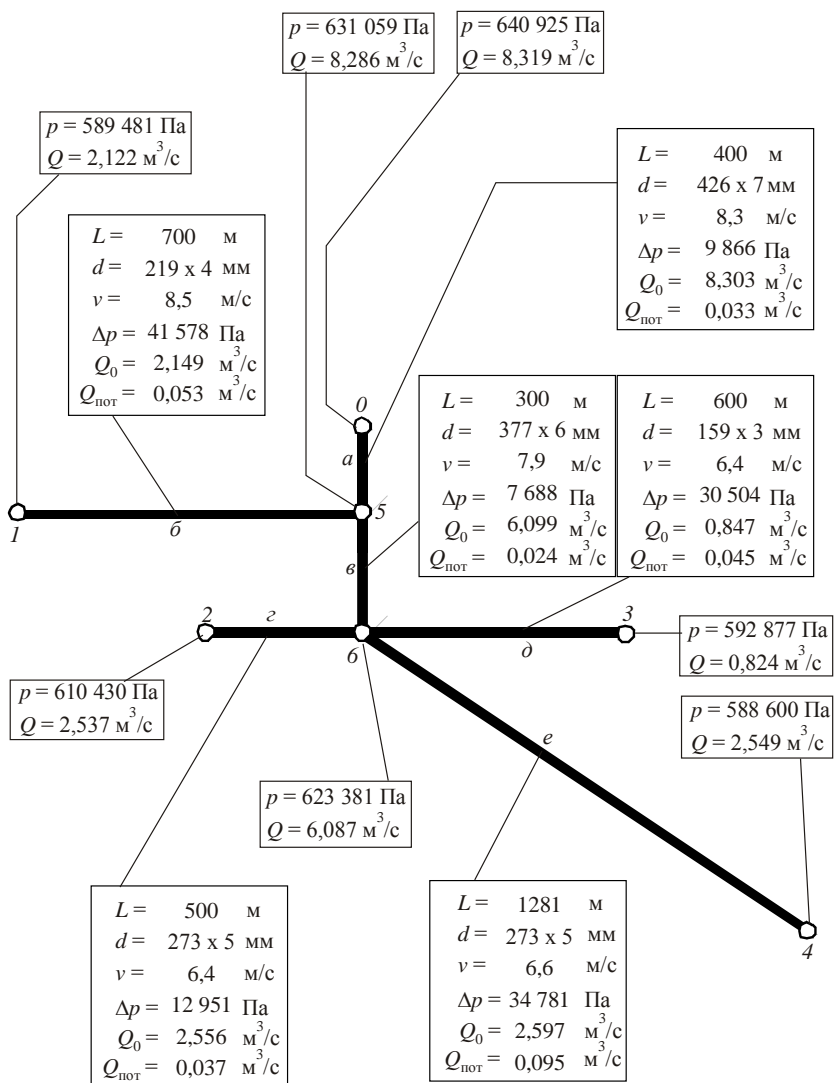


Рис. 2.10. Результаты расчета воздухопроводной сети

### 7. Расчет производительности компрессорной станции

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

Максимальный расход воздуха на компрессорной станции

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

Производительность компрессорной станции

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

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  $T_0 = 273 \text{ К}$

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

Отсюда избыточное давление, которое должна развивать компрессорная станция,

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

### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Назначение и состав схем воздухообеспечения.
2. Классификация воздухопроводных систем.
3. Основное и дополнительное оборудование компрессорных станций.
4. Потребители сжатого воздуха.
5. Достоинства и недостатки пневмопривода оборудования.
6. Методы расчета расхода воздуха на предприятии.
7. Коэффициент спроса и его составляющие.
8. Расчет производительности компрессорной станции и виды потерь в воздухопроводной сети.
9. Методика расчета воздухопроводной сети.

# 3. ОБОРУДОВАНИЕ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ

## 3.1. 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)  $\varepsilon$ , равной отношению давления газа после сжатия к давлению до сжатия:

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1}. \quad (3.1)$$

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

Теория сжатия и ее применение к компрессорным машинам рассмотрены в курсе технической термодинамики [1]. Классификация по принципу действия и область применения компрессоров различных типов приведена на рис. 3.1.

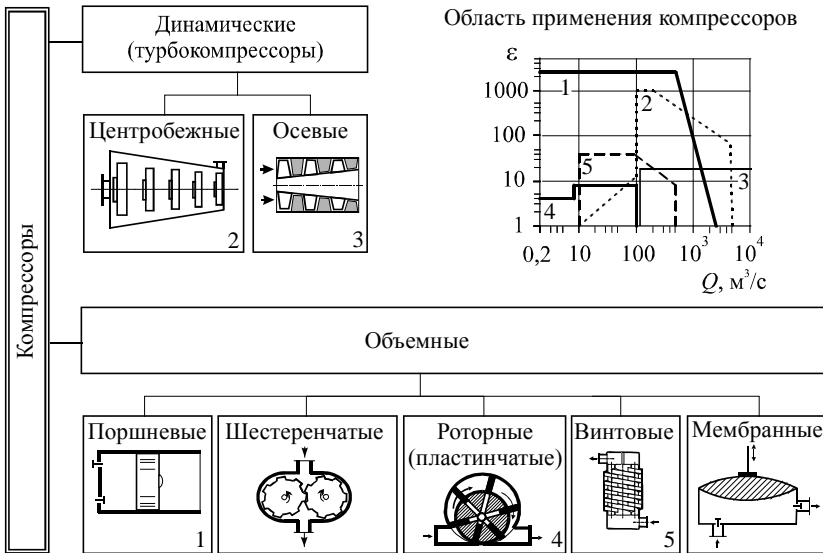


Рис. 3.1. Классификация по принципу действия и область применения компрессоров

Наиболее распространенными в промышленности являются поршневые и центробежные компрессоры, в последнее время стали часто использоваться 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.

Преимущества *роторных пластинчатых компрессоров* состоят в высокой частоте вращения, малых размерах и массе, 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.

### 3.2. 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.

I. 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. 3.2):

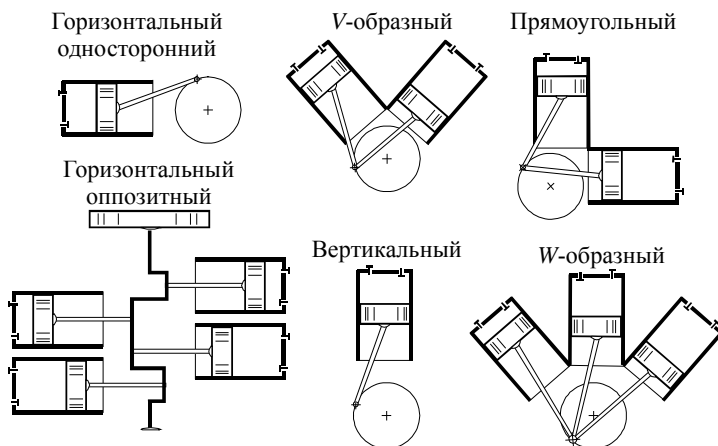


Рис. 3.2. Расположение поршней в компрессорах

– 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»);

– горизонтальные оппозитные (рис. 3.3, обозначение «ВМ») со встречными движением поршней, легко балансируются и допускают большие частоты вращения, надежны в эксплуатации, но для их установки требуется большая площадь;

– вертикальные 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 (рис. 3.5, обозначение «ВУ»);

– W-образные (обозначение «ВШ»);

– прямоугольные (рис. 3.4, обозначение «ВП»).

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

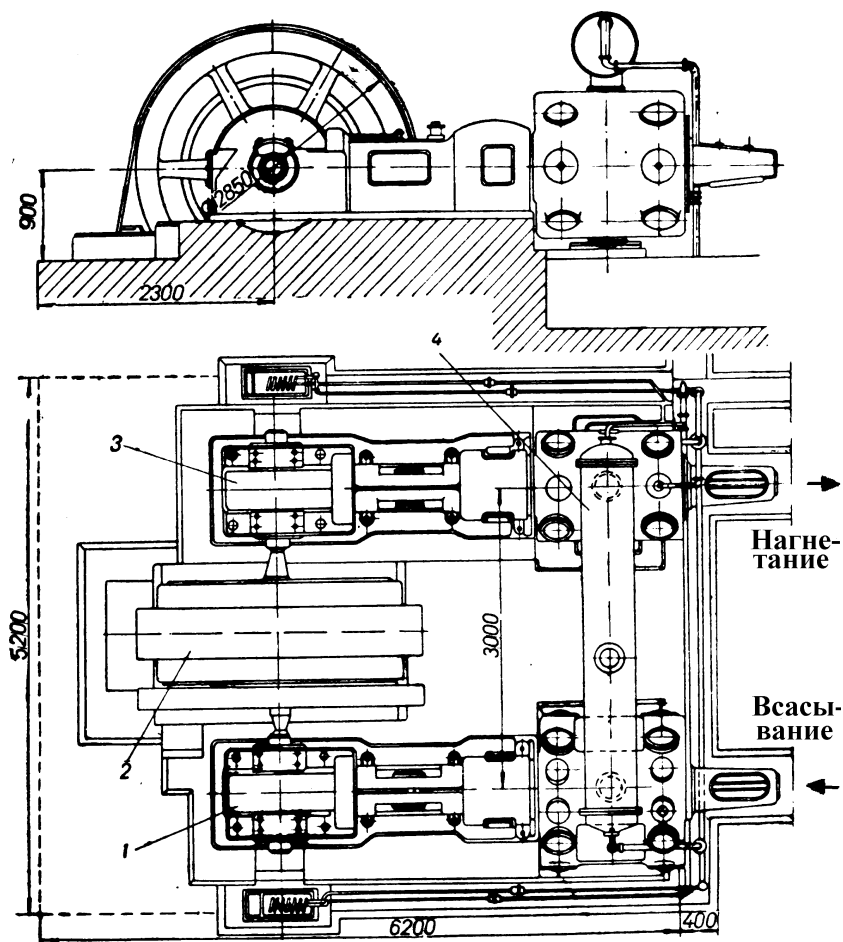
II. Компрессоры с несколькими ступенями сжатия в одном цилиндре (рис. 3.6). В этих цилиндрах среда последовательно проходит через разные участки цилиндров, причем из-за сжатия объем каждой следующей ступени меньше, чем предыдущей. Их разделяют на следующие виды:

– двухступенчатые с поршнем двухстороннего действия; преимущество которых в снижении осевых усилий и неравномерности нагрузки;

– двухступенчатые с поршнем одностороннего действия, характеризующиеся малой металлоемкостью.

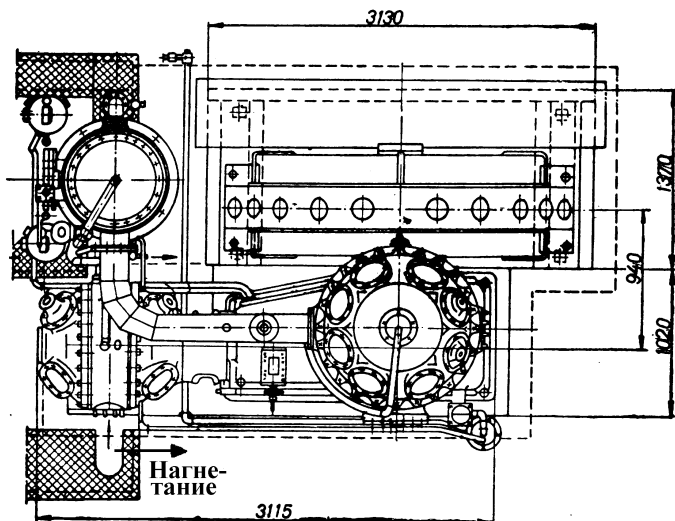
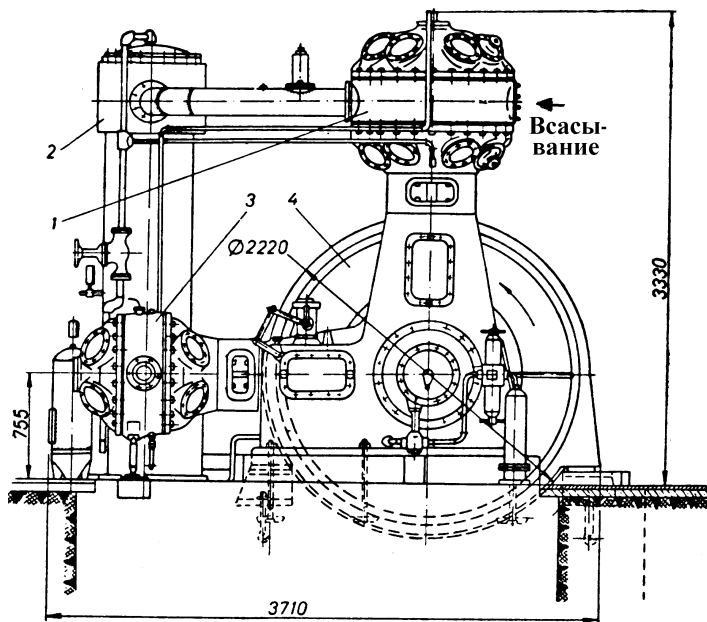
Недостаток обеих схем компрессоров состоит в том, что холодильник должен выполнять роль ресивера (баллона для накопления газа), т. е. должен иметь повышенную прочность, а значит, и металлоемкость.

По соединению поршня со штоком различают безкрейцкопфные и крейцкопфные компрессоры (рис. 3.7). 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».



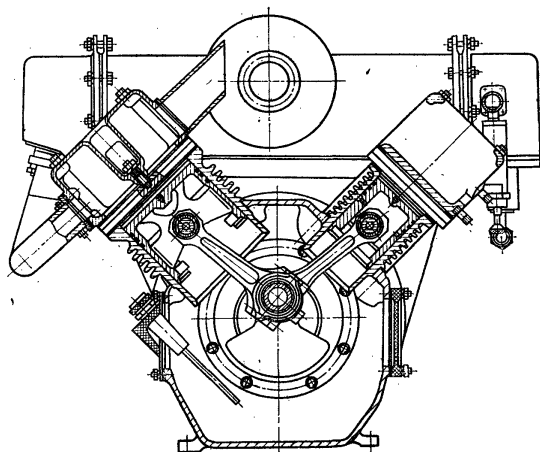
**Рис. 3.3. Компрессор 2BM10 50/8:**

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

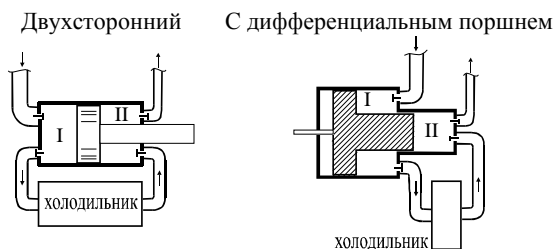


**Рис. 3.4. Компрессор ВП 50/80:**

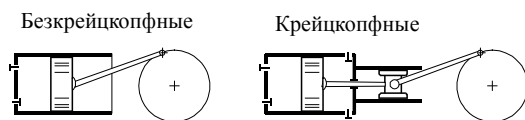
1 – рабочий цилиндр первой ступени; 2 – промежуточный холодильник;  
 3 – рабочий цилиндр второй ступени; 4 – кривошипно-шатунный механизм



**Рис. 3.5. Поршневой V-образный двухцилиндровый бескрейцкопфный компрессор с воздушным охлаждением**



**Рис. 3.6. Схемы компрессоров со ступенями сжатия в одном цилиндре**



**Рис. 3.7. Схемы соединения кривошипно-шатунного механизма и поршня**

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, т. е. 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.

Характеристики наиболее распространенных поршневых прямоугольных компрессоров представлены в табл. 3.1 и 3.2.

Таблица 3.1

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

Тип	302ВП 10/8	103ВП 20/8	305ВП 30/8	2ВМ10 50/8	4ВМ10 100/8Г
Производительность*, м <sup>3</sup> /с (м <sup>3</sup> /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 – концевом	0,33 0,36	0,67 0,72	1,0 1,25	2,1 –	3,9 –
Мощность, кВт: – на валу – привода	56 75	114 132	172 200	270 320	540 630
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

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

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

Тип	505ВП 20/18	305ВП 20/35	6М16 140/200
Производительность*, м <sup>3</sup> /с (м <sup>3</sup> /мин)	0,33 (20)	0,33 (20)	2,33 (140)
Давление нагнетания избыточное, МПа (степень повышения давления)	1,8 (19)	3,5 (36)	20 (201)
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

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

Обозначение компрессора включает:

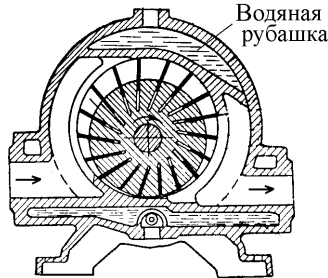
- 1) число рядов цилиндров;
- 2) тип;
- 3) усилие, прикладываемое на поршень, тонна-сила;
- 4) производительность, м<sup>3</sup>/мин;
- 5) конечное давление, кгс/см<sup>2</sup>.

Например, 2ВМ 4–24/9 обозначает, что компрессор горизонтальный оппозитный – с двумя рядами цилиндров. Усилие на валу – 4 тонн-силы, производительность – 24 л/мин, конечное давление – 9 кгс/см<sup>2</sup>.

### 3.3. РОТОРНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

В роторном компрессоре (рис. 3.8) 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 м<sup>3</sup>/мин (0,1...16 м<sup>3</sup>/с).



**Рис. 3.8.** Схема роторного пластинчатого компрессора

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

$$Q = 2 \pi D L m n \lambda, \quad (3.2)$$

где  $D$  – диаметр цилиндрической полости, в которой расположен ротор и пластины;  $L$  – длина цилиндра, обычно  $(1,5 \dots 2)D$ ;  $m$  – эксцентриситет, равный расстоянию между центрами ротора и цилиндра, обычно  $(0,05 \dots 0,1)D$ ;  $n$  – частота вращения;  $\lambda$  – коэффициент подачи,  $\lambda = 1 - 0,05\epsilon$  для компрессоров высокой производительности и  $\lambda = 1 - 0,1\epsilon$  для компрессоров малой производительности.

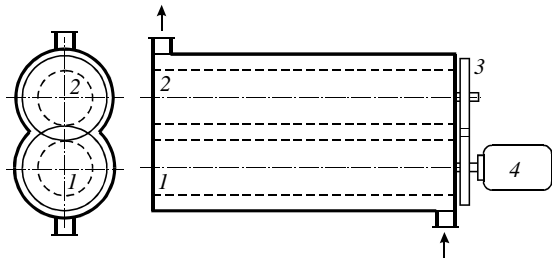
Изотермический КПД роторного компрессора  $\eta_{из} = 0,5 \dots 0,55$ , адиабатный  $\eta_{ад} = 0,55 \dots 0,6$ .

### 3.4. ВИНТОВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

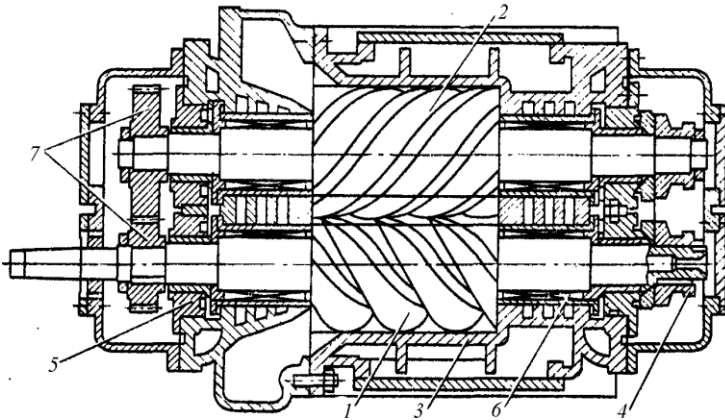
В винтовых компрессорах (рис. 3.9) среда перемещается между витками винтов. В них обычно находятся в зацеплении два винта, место соприкосновения которых ограничивает радиальное перемещение среды вокруг оси винта. Винтовые компрессоры могут изготавливаться на широкий диапазон подач – от 0,5 до 850 м<sup>3</sup>/мин. Диаметр винта у них 100...600 мм, длина – 100...850 мм. Винтовые компрессоры бывают сухого сжатия (рис. 3.10), 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...40 000 мин<sup>-1</sup>), поэтому обычно между двигателем и валом винта устанавливается повышающий редуктор.





**Рис. 3.9. Схема винтового компрессора:** 1 – ведущий винт; 2 – ведомый винт; 3 – синхронизирующие шестерни; 4 – привод



**Рис. 3.10. Винтовой компрессор сухого сжатия:**

1 – ведущий ротор; 2 – ведомый ротор; 3 – корпус; 4 – упорные подшипники; 5 – опорные подшипники; 6 – уплотнение; 7 – синхронизирующие шестерни

В связи с быстрходностью 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. 3.11). На диаграмме процесс 4-1 соответствует всасыванию газа объема  $V_1$ , 1-2 – политропному сжатию газа, а 2-3 – его вытеснению из компрессора.

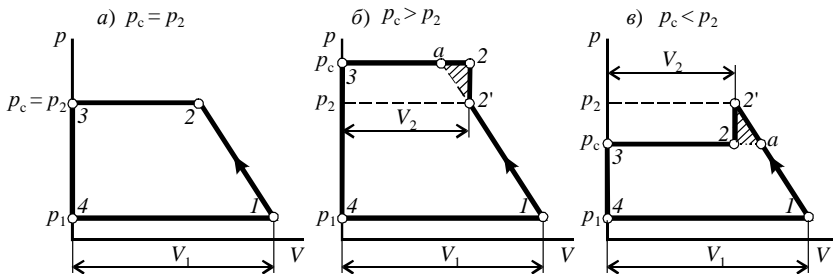


Рис. 3.11. Индикаторная диаграмма винтового компрессора

Если давление в сети  $p_c$  равно давлению  $p_2$ , развиваемому компрессором (рис. 3.11, а), то работа сжатия  $l$  имеет вид

$$l = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \quad (3.3)$$

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

Если давление в сети превышает давление, развиваемое компрессором (рис. 3.11, б), то после выхода из компрессора давление газа будет подниматься в сети до давления  $p_c$  в условиях постоянного объема, т. е. по линии 2'–2. Общая работа сжатия будет иметь вид

$$l = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + (p_c - p_2) V_2, \quad (3.4)$$

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

Если давление в сети меньше давления, развиваемого компрессором (рис. 3.11, в), то после компрессора давление газа снизится также в условиях постоянного объема (по линии 2'–2). Таким образом, общая работа сжатия будет иметь вид

$$l = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] - (p_c - p_2) V_2, \quad (3.5)$$

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

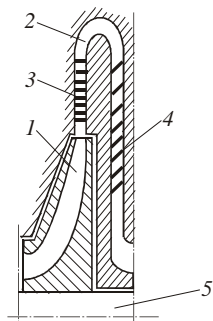
В обозначение компрессора входит:

- 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, м<sup>3</sup>/мин (компрессоры «В» выпускаются производительностью 10; 16; 25; 40; 63 м<sup>3</sup>/мин, а типа «ВКМ» – 3; 6; 10; 16; 25; 40 м<sup>3</sup>/мин);
- конечное давление (8 кгс/см<sup>2</sup> для типа «В» и 9 кгс/см<sup>2</sup> для «ВКМ»).

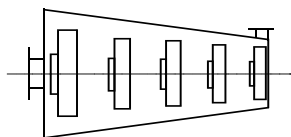
Например, обозначение «3В – 16/8» показывает, что компрессор соответствует третьему номеру, работает по принципу сухого сжатия, его производительность 16 м<sup>3</sup>/мин, а развиваемое давление – 8 кгс/см<sup>2</sup>.

### 3.5. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Ступень центробежного компрессора (рис. 2.5) 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. 3.13). 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. 3.12.** Ступень центробежного компрессора: 1 – рабочее колесо; 2 – кольцевой отвод (диффузор); 3, 4 – направляющие аппараты; 5 – вал



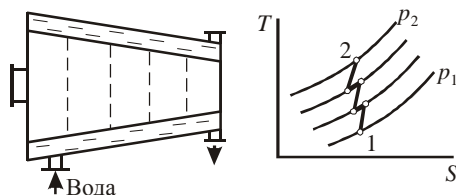
**Рис. 3.13.** Схема многоступенчатого центробежного компрессора

Центробежные компрессоры выполняются по трем схемам:

1) с охлаждением газа при его прохождении по отводу (рис. 3.14); 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 (внутреннее и внешнее охлаждение).



**Рис. 3.14. 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 с электродвигателями и отдельными валами приведены на рис. 3.15 и 3.16, характеристики компрессоров типа «К» – в табл. 3.3 и 3.4.

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.

У центробежных компрессоров есть и недостатки:

1) больше затраты энергии на сжатие, так как плохое охлаждение в процессе сжатия приводит к повышению коэффициента политропы  $n$ , который становится больше коэффициента адиабаты  $k$ .

2) при малых подачах возможно возникновение неустойчивого режима работы (автоколебаний или помпажа), поэтому для центробежных компрессоров подача  $Q > 100 \text{ м}^3/\text{мин}$ .

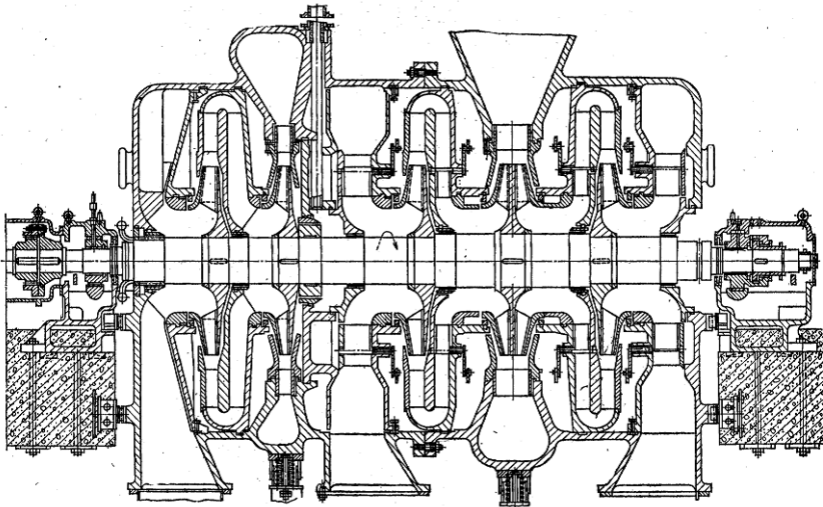


Рис. 3.15. Центробежный шестиступенчатый компрессор типа «К»

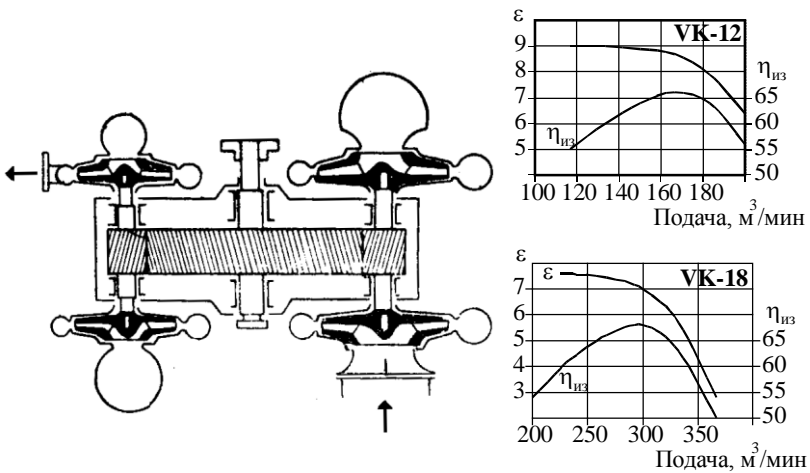


Рис. 3.16. Схема и характеристики центробежных четырехступенчатых компрессоров типа «VK» (Германия)

Таблица 3.3

**Характеристики центробежных воздушных компрессоров**

Тип	К-7000-41-1	К5500-42-1	К3250-41-2	К3250-42-1	К3000-61-6	К1500-62-2	К905-61-1	К345-92-1
Производительность*, м <sup>3</sup> /с (м <sup>3</sup> /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	3280	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

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

Таблица 3.4

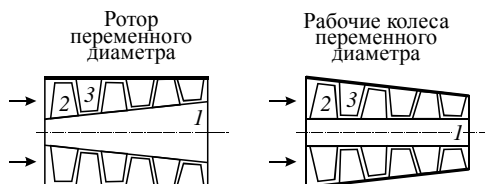
**Характеристики центробежных воздушных компрессоров с давлением нагнетания 0,784 МПа**

Тип	К-500-61-1	К250-61-2	К100-63-1
Производительность *, м <sup>3</sup> /с (м <sup>3</sup> /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	3000 3600	1470 1600	682 700

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

### 3.6. ОСЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Ступень 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. 3.17).



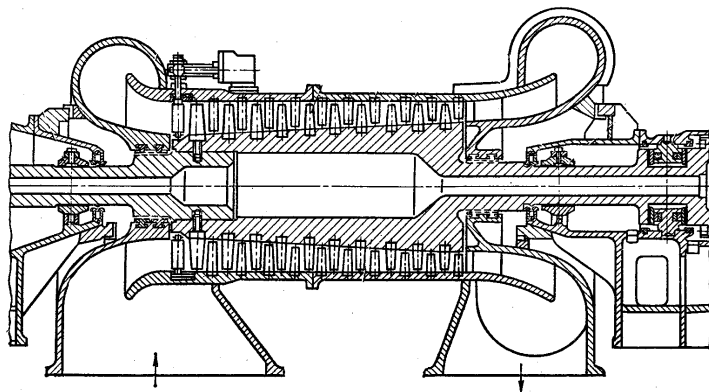
**Рис. 3.17. Схема многоступенчатых осевых компрессоров:**

1 – ротор; 2 – рабочее колесо; 3 – лопатки направляющего 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  $\varepsilon_i = 1,1 \dots 1,3$ .

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

Схема осевого компрессора приведена на рис. 3.18.



**Рис. 3.18. Десятиступенчатый осевой компрессор**

Преимущества осевых компрессоров по сравнению с центробежными следующие:

- 1) более простая конструкция;
- 2) более высокий КПД.

Недостатками осевых компрессоров по сравнению с центробежными являются

- 1) большая масса и габариты;
- 2) более низкая степень повышения давления.

### **3.7. ВЫБОР КОМПРЕССОРОВ СИСТЕМЫ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ**

Выбор компрессоров производится после расчета воздухопроводной сети по требуемой подаче  $Q_{кв}$  и развиваемому давлению  $p_{кв}$ . 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 воздухообеспечения 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 про-



изводится технико-экономический расчет с определением годовых приведенных затрат  $E$ :

$$E = TЗ + 0,15 KЗ. \quad (3.6)$$

ил и других экономических показателей (см. введение).

Капитальные затраты (КЗ) 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 м<sup>2</sup>), вспомогательные помещения (10...20 м<sup>2</sup>), помещения для распределительного устройства и трансформаторов (до 50 м<sup>2</sup>), воздухозаборное устройство и помещения насосной станции. Средняя площадь компрессорных станций в зависимости от их производительности приведена на рис. 3.19. Высота компрессорной станции обычно 6...8 м.

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

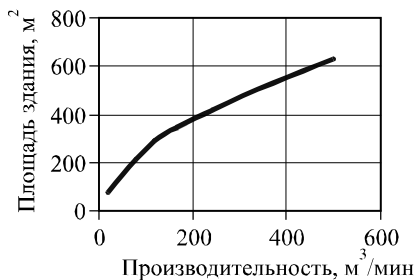


Рис. 3.19. Площадь зданий компрессорных станций

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

*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 амортизационные отчисления  $Z_a$ :

$$ТЗ = Z_э + Z_{зп} + Z_p + Z_{вс} + Z_a. \quad (3.7)$$

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

$$Z_э = Z_{эк} + Z_{эу}; \quad Z_{эк} = \frac{Ц_э N m_p \tau_p}{1000 \eta_э \eta_n \eta_c}; \quad Z_{эу} = \frac{Ц_{э.уст} m N_э}{1000}, \quad (3.8)$$

где  $Ц_э$  – стоимость 1 кВт·ч электроэнергии, р.;  $Ц_{э.уст}$  – 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;  $\tau_p$  – 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

$$N = \frac{M l}{\eta \eta_m}, \quad (3.9)$$

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

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

$$Z_a = (0,06...0,08) \cdot KЗ. \quad (3.10)$$

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

$$Z_p = 0,5 \cdot Z_a. \quad (3.11)$$

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

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

$$Z_{вс} = 0,03 \cdot Z_3. \quad (3.12)$$

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

5. 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, и начисления на зарплату (единый социальный налог, см. выражение (1.34)):

$$Z_{зп} = 1,355 \cdot 1,5 \cdot 12 \cdot \sum \text{МО}. \quad (3.13)$$

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  $Q_{\Gamma}$ , м<sup>3</sup>/год:

$$Q_{\Gamma} = 3600 \tau_p Q_{\text{кс}}, \quad (3.14)$$

затраты электроэнергии на производство 1 м<sup>3</sup> воздуха  $\mathcal{E}_{\text{уд}}$ , кВт·ч/м<sup>3</sup>:

$$\mathcal{E}_{\text{уд}} = 3600 m_p N_{\text{факт}} / Q_{\text{кс}} \quad (3.15)$$

и себестоимость 1 м<sup>3</sup> воздуха  $C_{\text{возд}}$ , руб./м<sup>3</sup>:

$$C_{\text{возд}} = E / Q_{\Gamma}, \quad (3.16)$$

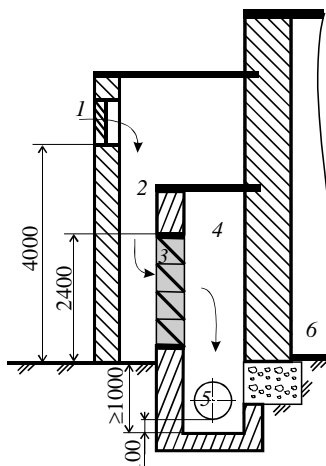
где  $Q_{\text{кс}}$  – производительность компрессорной станции, м<sup>3</sup>/с;  $\tau_p$  – число часов работы в год;  $m_p$  – число работающих компрессоров.

### **3.8. ВОЗДУХОЗАБОРНОЕ УСТРОЙСТВО И ФИЛЬТРЫ ДЛЯ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА**

Воздухозаборное устройство и фильтры для очистки воздуха предназначены для удаления из всасываемого воздуха пыли и других меха-

нических включений. Сжатие загрязненного воздуха сопровождается износом рабочих поверхностей и поршней компрессоров, образованием нагара, уменьшением герметичности клапанов.

Схема воздухозаборного устройства с рекомендуемыми высотой входных окон, размерами блоков фильтров и положением всасывающего трубопровода приведена на рис. 3.20.



**Рис. 3.20. Воздухозаборное устройство с воздушными фильтрами:**

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

Грубая очистка воздуха от частиц размером более 0,2 мм осуществляется в воздухозаборных устройствах. Для этого на входном канале воздуховода 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 собой резервуары, наполненные смоченным в масле заполнителем; эти фильтры характеризуются высокой степенью очистки от механических примесей и простотой регенерации (табл. 3.5);

- ячейковые, в которых фильтр выполнен из стали, винипласта или стекловолокна, смоченного маслом (табл. 3.6);

– 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 м<sup>3</sup>/с, степень очистки для них составляет 80...95%, сопротивление – 50...120 Па, масса – 400...1000 кг.

Таблица 3.5

**Характеристика масляных самоочищающихся фильтров\***

Тип	Расход воздуха, м <sup>3</sup> /с	Площадь проходного сечения, м <sup>2</sup>	Начальное сопротивление, Па	Степень очистки	Масса, кг
<i>Грубой очистки (запыленность до 0,01 г/м<sup>3</sup>)</i>					
КТ-30	8,75	3,16	1000	90% для средне-дисперсной пыли, 65% для мелко-дисперсной 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.

Таблица 3.6

**Характеристика ячеяковых фильтров\***

Тип	Расход воздуха, м <sup>3</sup> /с	Площадь фильтрующей поверхности, м <sup>2</sup>	Число ячеек	Начальное сопротивление, Па	Степень очистки	Масса ячейки, кг
Ф25 (ФяР, ФяУ)	0,43	0,22	1	40...60	до 80%	4400 (стекло-локно)
Ф50	0,8	0,44	2			5 800 (винилпласт)
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. 3.21).

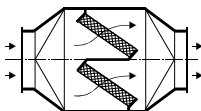


Рис. 3.21. Фильтр с двумя ячейками

Количество фильтров выбирается в соответствии с производительностью компрессорной станции с запасом, учитывающим 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.

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

- плотность при 15 °С ..... 887 кг/м<sup>3</sup>;
- вязкость условная при 50°С ..... 3,7°;
- температура вспышки ..... 190°С;
- температура воспламенения ..... 230°С;
- температура застывания ..... - 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 2 раза превышающего начальное сопротивление чистого фильтра, производится его промывка.

### 3.9. ПРОМЕЖУТОЧНЫЕ И КОНЦЕВЫЕ ХОЛОДИЛЬНИКИ

Промежуточные и концевые 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 концевых.

Концевые 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 (табл. 3.7).

Таблица 3.7

### Характеристики концевых холодильников

Тип	Расход воздуха при нормальных условиях, м <sup>3</sup> /с (м <sup>3</sup> /мин)	Поверхность охлаждения, м <sup>2</sup>	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			140	35	1460
ВОК-250	4,17 (250)	100	0,196	140	35	30	1685
ВОК-500	8,33 (500)	180			30	2740	

Для выбора холодильника первоначально рассчитывается количество отбираемой теплоты в холодильнике  $q_x$ , Дж/кг (см. подразд. 13.7 работы [1]). Затем определяется среднелогарифмический температурный напор  $\Delta t$  и поверхность теплообмена  $F$ :

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, F = \frac{q_x M}{\alpha \Delta t}, \quad (3.17)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплопередачи,  $\alpha = 70 \dots 250$  Вт/м<sup>2</sup>·К (большее значение применяется для новых холодильников);  $M$  – массовая подача воздуха, кг/с;  $\Delta t_6$  и  $\Delta t_m$  – температурные напоры на входе и выходе холодильника:

$$\Delta t_6 = T_2 - (t' + 273) \approx T_2 - (t_0 + 283); \quad \Delta t_m = T_3 - (t'' + 273) \approx 5^\circ\text{C}, \quad (3.18)$$

где  $T_2$  и  $T_3$  – температура воздуха до и после холодильника, К;  $t'$  и  $t''$  – температура воды до и после холодильника, °С;  $t_0$  – температура окружающей среды, °С.

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

### 3.10. ВЛАГОМАСЛОУДЕЛИТЕЛИ

Влагомаслоотделители (табл. 3.8) 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. 3.22). Чаще всего влагомаслоотделители выполняются в виде циклонных сепараторов или фильтров с наполнителем.

Таблица 3.8

Характеристики маслоотделителей\*

Тип	Объем, м <sup>3</sup>	Масса, кг
В-0,1	0,1	310
В-0,25	0,25	420
В-0,50	0,5	620
В-0,63	0,63	650
В-1,0	1,0	840
В-1,6	1,6	890
В-3,2	3,2	1090

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

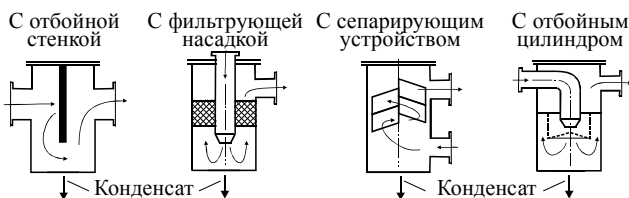


Рис. 3.22. Принцип действия влагомаслоотделителей



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

$$V_{\text{ВМО}} = k \sqrt{Q_{0i}}, \quad (3.19)$$

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 влагомаслоотделителю,  $\text{м}^3/\text{с}$ , может быть определена по выражению

$$Q_{0i} = Q_0 \frac{T_{0i} p_0}{T_0 p_{0i}}, \quad (3.20)$$

где  $Q$ ,  $T$ ,  $p$  – расход ( $\text{м}^3/\text{с}$ ), температура (К) и давление воздуха, индекс «0» относится ко входу в компрессор, индекс «0i» – ко входу в ступень компрессора, предшествующую влагомаслоотделителю (рис. 3.23).

### 3.11. 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 воздухохраниках. 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.3.24) при большой производительности – осушка в холодильных установках.

В большинстве случаев для осушки используются адсорбционные фильтры с твердыми адсорбентами, обычно алюмогелем (табл. 3.9).

В адсорбентах влага поглощается высокопористой поверхностью вещества. Адсорбционная способность снижается с повышением температуры, поэтому для регенерации адсорбента, т. е. освобождения его от накопленной влаги, адсорбенты нагревают.

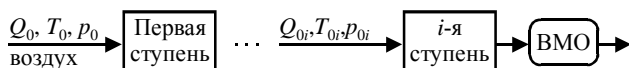
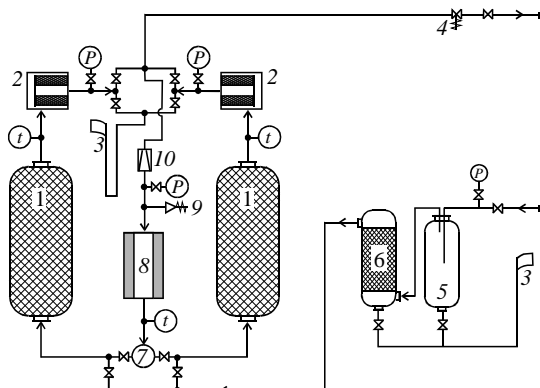


Рис. 3.23. К расчету объема влагомаслоотделителя ВМО



**Рис. 3.24. 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

Таблица 3.9

### Характеристики адсорбентов

Название	Состав	Содержание влаги в воздухе после адсорбции, г/кг (точка росы, °C)	Насыпная плотность, кг/м <sup>3</sup>
Алюмогель	92% Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> 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

Установки для осушки воздуха (рис. 3.24) 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.

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.

Характеристики адсорбционных установок для осушки воздуха представлены в табл. 3.10.

Таблица 3.10

**Характеристика установок осушки воздуха\***

Тип	Расход воздуха, м <sup>3</sup> /с (м <sup>3</sup> /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.

### 3.12. 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  $V_p$ , м<sup>3</sup>, необходимый для предотвращения пульсации давления, определяется по формуле

$$V_p = 12,4 \sqrt{V_{\max}}, \quad (3.21)$$

где  $V_{\max}$  – максимальная производительность компрессорной станции (компрессора), м<sup>3</sup>/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  $\Delta p$  (обычно  $\Delta p = 0,03 \dots 0,05$  МПа):

$$V_p = \frac{V_{\text{акк}}}{\Delta p} \cdot \frac{T_{\text{сж}}}{T_0}, \quad (3.22)$$

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.

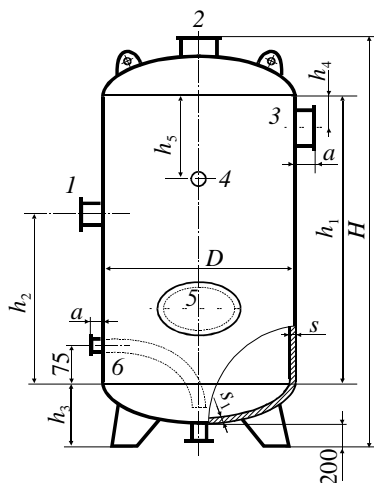
Ресиверы относятся к устройствам, работающим под давлением. Поэтому они устанавливаются за пределами здания компрессорной станции на фундаменте на расстоянии не менее 2,5 м от ее стен и не менее 10 м от дорог. Желательно устанавливать их в затемненном месте и окрашивать в светлый цвет, чтобы предотвратить 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 менее 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. 3.25, характеристики ресиверов приведены в табл.3.11.

### 3.13. 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 концевых 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.



**Рис. 3.25. Воздухосборник (ресивер):** 1 – впускной патрубок; 2 – патрубок предохранительного клапана; 3 – выпускной патрубок; 4 – патрубок манометра; 5 – люк; 6 – патрубок-вентиль для продувки сосуда

Таблица 3.11

**Характеристики ресиверов (воздухосборников)\***

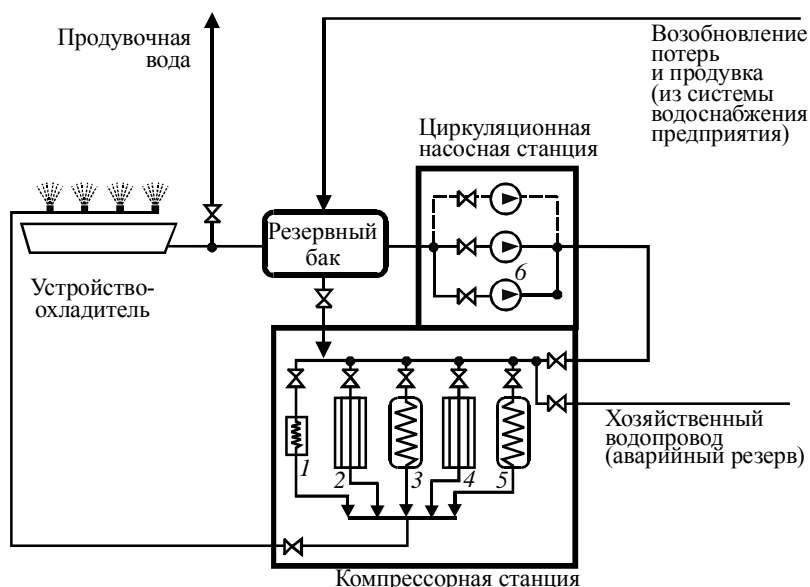
Тип	P-2	P-3	P-5	P-6,5	P-8	P-10	P-16	P-20
Объем, м <sup>3</sup>	2	3	5	6,5	8	10	16	20
Размеры, м:								
<i>D</i>	1,000	1,200	1,400	1,400	1,600	1,600	1,800	2,000
<i>H</i>	3,090	3,180	4,030	4,750	4,604	5,600	6,915	6,955
<i>h</i> <sub>1</sub>	2,235	2,235	2,980	3,720	3,480	4,470	5,900	5,850
<i>h</i> <sub>2</sub>	1,200	1,300	1,300	1,300	1,750	1,750	2,800	2,600
<i>h</i> <sub>3</sub>	0,476	0,521	0,566	0,566	0,612	0,612	0,612	0,612
<i>h</i> <sub>4</sub>	0,150	0,150	0,150	0,150	0,250	0,250	1,000	1,000
<i>h</i> <sub>5</sub>	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> <sub>1</sub>	0,006	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,010	0,010
<i>s</i> <sub>2</sub>	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.

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, т. е. происходит ее циркуляция. Обратная схема водоснабжения компрессорной станции включает (рис. 3.26):

- охладительные рубашки на корпусе компрессоров;
- промежуточные и концевые холодильники, представляющие собой кожухотрубчатые теплообменники, где воздух идет по межтрубному пространству;
- систему смазки и устройство охлаждения масла;



**Рис. 3.26. 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

- водопроводную сеть;
- насос для перекачки воды;
- устройство охлаждения оборотной воды (брызгальные бассейны или градирни);
- резервный бак для накопления воды объемом, достаточным 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.

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 брызгальные бассейны, башенные и вентиляторные градирни. Брызгальные 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 высокая влажность, они устанавливаются на определенном расстоянии от других сооружений (40...50 м для брызгальных бассейнов и 20...25 м для градирен), железных и автодорог (30...80 м для брызгальных 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.

### **3.14. 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  $C_э = 2,0$  руб.

Цена за 1 кВт установочной мощности  $C_{э,уст} = 6000$  руб.

#### **1. Выбор числа компрессоров**

Степень повышения давления в компрессоре

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

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 производительностью  $500 \text{ м}^3/\text{мин}$  и один резервный (см. табл. 3.1).



2-й вариант – 10 компрессоров 2ВМ10 50/8 суммарной производительностью 500 м<sup>3</sup>/мин и один резервный.

Произведем предварительный расчет приведенных затрат. Цены на оборудование определяем по каталогам или по его массе, стоимости металла, и повышающему коэффициенту 2...2,5, учитывающего трудоемкость изготовления. Вначале рассчитаем приведенные затраты для первого варианта.

#### *А. Оборудование*

Число компрессоров:

– работающих  $m_p = 5$ ;

– общее  $m = 6$ .

Стоимость компрессоров ( $C_k$  – цена одного компрессора)

$$C_k = m \cdot C_{\text{к}} = (5 + 1) \cdot 1\,750\,000 = 10\,500\,000 \text{ руб.}$$

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

$$C_{\text{эд}} = m \cdot k_{\text{и}} \cdot C_{\text{эд}} = (5 + 1) \cdot 583\,500 = 3\,501\,000 \text{ руб.}$$

Стоимость пусковой арматуры (20% от стоимости электродвигателей)

$$C_{\text{п}} = 0,2 C_{\text{эд}} = 0,2 \cdot 3\,501\,000 = 700\,200 \text{ руб.}$$

В выбранном типе компрессора отсутствует концевой холодильник. Устанавливаем охладитель ХК-100 стоимостью 73 000 руб. Стоимость всех холодильников

$$C_x = 6 \cdot 73\,000 = 738\,000 \text{ руб.}$$

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 30 000 руб.

Для предварительного определения стоимости насосов используем средние нормы расхода охлаждающей воды выбранного компрессора, составляющие в сумме для промежуточного и концевого холодильников 7,8 л/с (28 м<sup>3</sup>/ч). По всем 5 компрессорам расход составит 140 м<sup>3</sup>/ч. Принимая сопротивление системы охлаждения 2 м вод. ст., водопроводной линии 20 м вод. ст., давление перед соплами брызгального бассейна 50 кПа (5 м вод. ст.), определяем напор насоса 27 м вод. ст. или с учетом 10% запаса – 30 м вод. ст..

Выбираем два насоса К-100-32 стоимостью 30 100 руб. каждый. С учетом одного резервного насоса, стоимости пусковой аппаратуры, контрольных приборов, автоматики и водопроводной арматуры (50% от стоимости насосов) стоимость насосной станции составит 135 450 руб.

В целом стоимость оборудования

$$C_{об} = 10\,500\,000 + 3\,501\,000 + 700\,200 + 438\,000 + 30\,000 + 135\,450 = \\ = 15\,304\,650 \text{ руб.}$$

Примем стоимость монтажа в размере 20% от стоимости оборудования

$$C_m = 0,2 \cdot 15\,304\,650 = 3\,060\,930 \text{ руб.}$$

Примем транспортные расходы в размере 10% от стоимости оборудования

$$C_m = 0,1 \cdot 15\,304\,650 = 1\,530\,465 \text{ руб.}$$

### Б. Здание компрессорной станции

Объем здания определяем по габаритам компрессоров. Выбираем двухрядное поперечное расположение. 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.

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

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

$$\text{Высота здания } H = 3,03 + 3,5 = 6,53 \text{ м.}$$

$$\text{Площадь машинного зала } S = 18,8 \cdot 17 = 319,6 \text{ м}^2.$$

Дополнительно учитываем бытовые помещения площадью  $50 \text{ м}^2$ , вспомогательные помещения площадью  $10 \text{ м}^2$ , помещения для электрооборудования и трансформаторов площадью  $50 \text{ м}^2$ , помещение воздухозаборного устройства площадью  $15 \text{ м}^2$  и помещение насосной станции системы охлаждения площадью  $10 \text{ м}^2$ . Общая площадь компрессорной станции  $S \approx 450 \text{ м}^2$ .

$$\text{Объем компрессорной станции } V = 450 \cdot 6,53 = 2939 \text{ м}^3.$$

Средняя стоимость строительства  $1 \text{ м}^3$  здания компрессорной станции составляет 1 250 руб., исходя из этого определяется стоимость здания:

$$C_{зд} = 2939 \cdot 1\,250 = 3\,673\,750 \text{ руб.}$$

Стоимость фундаментов принимаем в размере 10% от стоимости компрессоров:

$$C_{зд} = 0,1 \cdot 10\,500\,000 = 1\,050\,000 \text{ руб.}$$

#### *В. Брызгальный бассейн*

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

$$C_6 = 420 \cdot 1\,250 = 525\,000 \text{ руб.}$$

#### *Г. Капитальные затраты*

$$KЗ = 15\,304\,650 + 3\,060\,930 + 1\,530\,465 + 3\,673\,750 + 1\,050\,000 + \\ + 525\,000 = 25\,144\,795 \text{ руб.}$$

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

$$C_a = 0,08 \cdot 25\,144\,795 = 2\,011\,584 \text{ руб./год.}$$

#### *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

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

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

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

На компрессор 4ВМ10 100/8Т устанавливается двигатель мощностью  $630 \text{ кВт}$ . Принимаем КПД электродвигателя  $\eta_э = 0,93$ , передачи  $\eta_n = 0,98$  и электросети  $\eta_c = 0,95$ .

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

$$З_{\text{эк}} = \frac{Ц_{\text{э}} \cdot N \cdot m_{\text{р}} \cdot \tau_{\text{р}}}{1000 \cdot \eta_{\text{э}} \cdot \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{с}}} = \frac{2 \cdot 509\,844 \cdot 5 \cdot 8760}{1000 \cdot 0,93 \cdot 0,98 \cdot 0,95} = 51\,583\,260 \text{ руб./год.}$$

Плата за установочную мощность

$$З_{\text{у}} = Ц_{\text{э уст}} \cdot N_{\text{э}} \cdot m / 1000 = 6000 \cdot 630\,000 \cdot 6 / 1000 = 22\,680\,000 \text{ руб./год.}$$

Суммарная плата за электроэнергию

$$З_{\text{э}} = 51\,583\,260 + 22\,680\,000 = 74\,263\,260 \text{ руб./год.}$$

#### *Дополнительные текущие затраты*

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

$$З_{\text{р}} = 0,5 \cdot З_{\text{а}} = 0,5 \cdot 2\,011\,584 = 1\,005\,792 \text{ руб./год.}$$

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

$$З_{\text{всп}} = 0,03 \cdot З_{\text{э}} = 0,03 \cdot 74\,263\,260 = 2\,227\,898 \text{ руб./год.}$$

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

$$З_{\text{пл}} = 1,355 \cdot 1,5 \cdot 12 (20\,000 + 3 \cdot 15\,000) = 1\,585\,350 \text{ руб./год.}$$

#### *Общие текущие затраты*

$$\begin{aligned} ТЗ &= 2\,011\,584 + 74\,263\,260 + 1\,005\,792 + 2\,227\,898 + 1\,585\,350 = \\ &= 81\,093\,884 \text{ руб./год.} \end{aligned}$$

#### *Приведенные затраты*

$$Е = ТЗ + 0,15 \cdot КЗ = 81\,093\,884 + 0,15 \cdot 25\,144\,795 = 84\,865\,603 \text{ руб./год.}$$

Сводим результаты расчета в табл. 3.12, туда же помещаем результаты расчета по остальным рассматриваемым вариантам. Как видно из табл. 3.12, первый вариант является более экономически выгодным.

Таблица 3.12

## 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	10 500 000	9 185 000
– электродвигателей	3 501 000	3 063 500
– пусковой аппаратуры	700 200	612 700
– концевых холодильников	438 000	572 000
– кран-балки	30 000	30 000
– насосной станции	135 450	135 450
– всего оборудования	15 304 650	13 598 650
Стоимость монтажа, руб.	3 060 930	2 719 730
Транспортные расходы, руб.	1 530 465	1 359 865
Объем здания, м <sup>3</sup>	2939	3625
Площадь брызгального бассейна, м <sup>2</sup>	420	450
Стоимость, руб.:		
– здания	3 673 750	4 531 250
– фундамента	1 050 000	918 500
– брызгального бассейна	525 000	562 500
Капитальные затраты, руб.	25 144 795	23 690 495
Амортизационные отчисления, руб./год	2 011 584	1 895 240
Потребляемая мощность, Вт	509 844	254 922
Затраты на электроэнергию, руб./год		
– потребляемую	51 583 260	52 143 948
– установочную	22 680 000	21 120 000
– общие	74 263 260	73 263 948
Затраты, руб./год		
– на ремонт	1 005 792	947 620
– вспомогательные	2 227 898	2 197 918
– на заработную плату	1 585 350	1 585 350
Текущие затраты, руб./год	81 093 883	79 890 076
Приведенные затраты, руб./год	37 308 877	35 674 006

## 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 м<sup>3</sup>/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

$$\varepsilon_i = \sqrt{\varepsilon} = \sqrt{8,75} = 2,96.$$

Абсолютное давление на входе в компрессор равно атмосферному:

$$p_1 = 101\,300 \text{ Па.}$$

Абсолютное давление на входе во вторую ступень

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

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

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

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

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

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

Внутренняя удельная работа второй ступени:

– коэффициент потерь давления при всасывании

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

– коэффициент потерь давления при нагнетании

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

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

$$T' = T_0 + 15 = 288 \text{ K};$$

– внутренняя работа второй ступени

$$\begin{aligned} l_{i2} &= R T' \left[ \frac{k}{k-1} \left( \varepsilon_i^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + \delta_{\text{вс}} + \delta_{\text{нар}} \cdot \varepsilon_i^{\frac{k-1}{k}} \right] = \\ &= 287 \cdot 288 \cdot \left[ \frac{1,4}{1,4-1} \left( 2,96^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) + 0,0027 + 0,0019 \cdot 2,96^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right] = \\ &= 105 \, 596 \text{ Дж/кг}. \end{aligned}$$

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:

$$l_{\text{из}} = R T_0 \ln \varepsilon = 287 \cdot 273 \ln 8,75 = 169 \, 948 \text{ Дж}.$$

Отсюда изотермический КПД компрессора

$$\eta_{\text{из}} = \frac{l_{\text{из}}}{l_i} = \frac{169 \, 948}{205 \, 856} = 0,83.$$

*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  $\eta_3 = 0,86$ . Мощность, потребляемая при этом электродвигателем,

$$N_3 = \frac{N}{\eta_{п} \cdot \eta_3} = \frac{491,8}{0,98 \cdot 0,86} = 583 \text{ кВт.}$$

По новой нагрузке двигателя уточняем его степень загрузки, определяем новый КПД  $\eta_3 = 0,94$  и по нему уточняем мощность:

$$N_3 = \frac{N}{\eta_{п} \cdot \eta_3} = \frac{491,8}{0,98 \cdot 0,94} = 534 \text{ кВт.}$$

Уточняем затраты на электроэнергию, потребляемую компрессорами:

$$З_{э} = \frac{Ц_3 \cdot N \cdot m_p \cdot \tau_p}{1000 \cdot \eta_3 \cdot \eta_{п} \cdot \eta_c} = \frac{0,5 \cdot 491\,767 \cdot 5 \cdot 8760}{1000 \cdot 0,94 \cdot 0,98 \cdot 0,95} = 12\,306\,256 \text{ руб./год.}$$

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 .....  $34 \text{ м}^2$ ;
- стоимость .....  $52\,000 \text{ руб.}$

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

- тип .....  $\Phi 100$ ;
- расход воздуха .....  $100 \text{ м}^3/\text{мин}$ ;
- стоимость .....  $88\,000 \text{ руб.}$ ;
- количество ..... 9.

*Влагомаслоотделители* устанавливаем после каждого компрессора. Температуру на входе во вторую ступень принимаем на  $15^\circ\text{C}$  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:

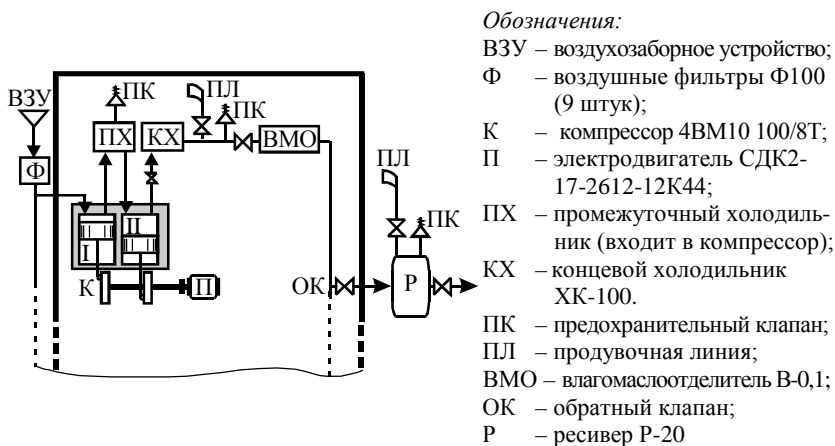
- тип .....В-0,1;
- объем .....0,1 м<sup>3</sup>;
- стоимость .....15 500 руб.

*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):

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

По этому объему выбираем ресивер Р-20. Внешний вид ресивера представлен на рис.3.25 , а размеры – в табл. 3.11. Стоимость ресивера 110 000 руб..

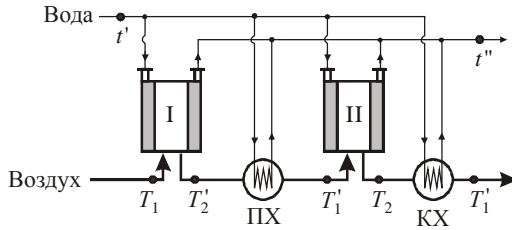
Схема компрессорной станции с одной из шести линий представлена на рис. 3.27.



**Рис. 3.27. Схема компрессорной станции**

#### **4. Расчет системы охлаждения компрессоров**

Система охлаждения компрессора представлена на рис. 3.26, а обозначения температур газа и воды по ступеням – на рис. 3.28.



**Рис. 3.28. Обозначение температур воды и воздуха**

*А. Расчет расхода 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  $T'_2$

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

– на выходе из холодильников  $T'_1$

$$T'_1 = T_1 + 25 = 298 \text{ К};$$

– на выходе из второй ступени  $T_2$

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

Количество тепла, отбираемое в охладительных 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

$$g = \frac{q}{c_{\text{в}} \cdot \Delta t} = \frac{177,4}{4,19 \cdot 10} = 4,23 \text{ кг/кг} \approx 5,47 \text{ кг/м}^3 \text{ (5,47 л/м}^3\text{)}.$$

Расход воды на охлаждение по компрессорной станции

$$G = Q \cdot g = 8,33 \cdot 5,47 = 45,6 \text{ кг/с} = 164 \text{ м}^3/\text{ч} \text{ (} Q_{\text{в}} = 0,046 \text{ м}^3/\text{с} \text{)}.$$

Проверяем, обеспечивает ли выбранный концевой 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

$$\Delta t_{\text{в}} = 357 - 283 = 74 \text{ К.}$$

Температурный напор на выходе из холодильника

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

Средний температурный напор

$$\Delta t = (74 - 5) / \ln 74/5 = 25 \text{ К.}$$

Необходимая поверхность теплообмена:

$$F = \frac{1000 \cdot q \cdot M}{\alpha \cdot \Delta t} = \frac{1000 \cdot 59,5 \cdot 2,15}{250 \cdot 25} = 20 \text{ м}^2,$$

значит холодильник обеспечивает необходимое охлаждение.

### *Б. Выбор насосов системы охлаждения*

Для выбора насосов рассчитаем сопротивление оборотной линии. Диаметр водопровода определим по оптимальной скорости воды, которая для нагнетательных линий составляет 1,5...2,5 м/с, примем 2 м/с. Диаметр труб

$$d = \sqrt{\frac{4Q_{\text{в}}}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,046}{\pi \cdot 2}} = 0,17 \text{ м.}$$

По внутреннему диаметру выбираем стандартную трубу 159 × 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

$$v = Q_{\text{в}} / S = 0,046 / 0,01766 = 2,6 \text{ м/с.}$$

Сопротивление линии включает следующие составляющие:

– Сопротивление системы охлаждения (1,5...3 м):  $H_{\text{кв}} = 2 \text{ м вод. ст.}$

– Высота подъема, представляющая геодезическую разность высот между соплами брызгального бассейна (башенной градирни) и уровнем воды в накопительном резервуаре. Обычно для градирен расстояние от сопел до воды составляет до 10 м, для брызгального бассейна  $-0...2$  м:  $H_{\text{под}} = 2$  м вод. ст.

– Необходимое давление перед соплами устройства охлаждения

$$H_{\text{доп}} = 50 \text{ кПа} = 5,1 \text{ м вод. ст.}$$

– Сопротивление трубопровода (местные сопротивления приняты в размере 10% от сопротивления трения труб)

$$H_{\text{в}} = 1,1 \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{Q_{\text{в}}^2}{2g S^2}.$$

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  $\varepsilon = 0,67$ .

Длину трубопровода определим из нормативного удаления брызгального бассейна от здания компрессорной станции  $L = 60$  м.

Сопротивление трубопровода

$$H_{\text{в}} = 1,1 \cdot 0,12 \frac{60}{0,15} \cdot \frac{0,046^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,01766^2} = 18,3 \text{ м вод. ст.}$$

Сопротивление сети

$$H_{\text{с}} = H_{\text{кс}} + H_{\text{под}} + H_{\text{доп}} + H_{\text{в}} = 2+2+5,1+18,3 = 27,4 \text{ м.}$$

Насос выбираем по следующим параметрам:

- подача ..... 164 м<sup>3</sup>/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;
- стоимость ..... 30 100 руб.

Принимая дополнительные затраты в размере 50% от стоимости насосов (без учета здания и монтажа), получаем стоимость оборудования насосной станции в сумме 135 450 руб.

### В. Расчет брызгального бассейна

Используем брызгальный 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  $\Delta p = 50 \text{ кПа}$ :

$$V_c = k \sqrt{\Delta p} = 2,3 \cdot 10^{-5} \sqrt{50 \cdot 1000} = 0,00514 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Общее количество сопел

$$m = Q_v / V_c = 0,046 / 0,00514 = 9.$$

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:

$$\tau_3 = V/G = 1560 / 164 = 9,5 \text{ часа (требуется не менее 2 – 2,5 часа)}.$$

Стоимость брызгального бассейна – 1 300 000 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 брызгальном бассейне  $k_{\text{исп}} = 0,0014$  (при температуре воздуха  $20^\circ\text{C}$ ).

Брызгальный 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 брызгальных бассейнов невысокой производительности составляет  $d_{\text{ун}} = 0,02$ .

Примем, что жесткость воды из системы водоснабжения  $X_0 = 1 \text{ мг} \cdot \text{экв}/\text{л}$ . Максимальная допустимая жесткость оборотной воды  $X_{0\text{об}} = 4,3 \text{ мг} \cdot \text{экв}/\text{л}$ . 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

$$G_{\text{кс}} = (d_{\text{исп}} + d_{\text{ун}}) G = (0,014 + 0,02) \cdot 164 = 5,6 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

### 5. Технико-экономические показатели компрессорной станции

Составляем таблицу затрат по компрессорной станции с учетом уточненных данных по оборудованию и потребляемой электроэнергии (табл. 3.13).

Таблица 3.13

#### Затраты по компрессорной станции

Статья	Сумма
<i>Капитальные затраты, руб.</i>	
Оборудование:	
– компрессоры	9 185 000
– электродвигатели	3 063 500
– пусковая аппаратура	612 700
– концевые холодильники	572 000
– воздушные фильтры	792 000
– влагомаслоотделители	170 500
– ресивер	110 000
– кран-балка	30 000
– насосная станция	135 450
Всего оборудования	14 671 150
Монтаж оборудования	2 934 230
Транспортные расходы	1 467 115
Сооружения:	
– здание станции	4 531 250
– фундаменты компрессоров	918 500
– брызгальный бассейн	1 300 000
Всего капитальных затрат	25 822 245
<i>Текущие затраты, руб./год</i>	
Амортизационные отчисления	2 065 780
Затраты на электроэнергию	
– потребляемую	81 492 355

Статья	Сумма
– установочную	21 120 000
– общие	102 612 355
Затраты на ремонт	1 032 890
Затраты на вспомогательные материалы и работу системы охлаждения	3 078 371
Фонд заработной платы	1 585 350
Всего текущих затрат	110 374 745

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 на единицу продукции (ее годовой выпуск 1 млн т)

$$Q_{\text{уд}} = Q_{\text{год}} / G_{\text{г}} = 262\,694\,880 / 1\,000\,000 = 263 \text{ м}^3/\text{т.}$$

Себестоимость сжатого воздуха

$$C = TЗ / Q_{\text{год}} = 110\,374\,745 / 262\,694\,880 = 0,42 \text{ руб./м}^3.$$

### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Классификация и область применения компрессоров.
2. Конструкции поршневых компрессоров.
3. Конструкция и особенности применения роторных компрессоров.
4. Конструкция и особенности применения винтовых компрессоров.
5. Конструкция и особенности применения центробежных компрессоров.
6. Конструкция и особенности применения осевых компрессоров.
7. Воздухозаборное устройство и фильтры для очистки воздуха.
8. Промежуточные и концевые холодильники.
9. Влагмаслоотделители и установки для осушки сжатого воздуха.
10. Ресиверы (воздухосборники).
11. Система водоснабжения компрессорной станции.

## 4. ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

### 4.1. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Основное назначение любой системы теплоснабжения – обеспечение потребителей необходимым количеством теплоты требуемых параметров.

Системы теплоснабжения классифицируют по следующим признакам: размещению источника теплоты по отношению к потребителям; роду теплоносителя; способу подачи воды на горячее водоснабжение; количеству трубопроводов тепловых сетей; способу присоединения отопительной системы здания к внешним тепловым сетям; виду используемых энергетических источников.

В зависимости от размещения источника теплоты по отношению к потребителям системы теплоснабжения разделяются на *децентрализованные* и *централизованные*.

В децентрализованных системах источник теплоты и теплоприемники потребителей совмещены в одном агрегате или размещены столь близко, что передача теплоты от источника до теплоприемников может производиться без тепловых сетей.

В системах централизованного теплоснабжения источник теплоты и теплоприемники теплопотребителей размещены отдельно, зачастую на значительном расстоянии, поэтому передача теплоты от источника до потребителей производится по тепловым сетям.

Системы децентрализованного теплоснабжения разделяются на *индивидуальные* и *местные*. В индивидуальных системах теплоснабжение каждого помещения (участок цеха, квартира) обеспечивается от отдельного источника. Примером таких систем являются печное и поквартирное отопление. В местных системах теплоснабжение каждого здания обеспечивается от отдельного источника теплоты, например, от крышной котельной.

В зависимости от степени централизации системы централизованного теплоснабжения можно разделить на четыре группы:

- 1) групповое теплоснабжение – теплоснабжение группы зданий;
- 2) районное теплоснабжение – теплоснабжение нескольких групп зданий (района);
- 3) городское теплоснабжение – теплоснабжение нескольких районов;



4) межгородское теплоснабжение – теплоснабжение нескольких городов.

Процесс централизованного теплоснабжения состоит из трех последовательных операций:

- а) подготовка теплоносителя;
- б) транспорт теплоносителя;
- в) использование теплоносителя.

Подготовка теплоносителя производится в теплоподготовительных установках на теплоэлектроцентрали или в городских, районных, групповых (квартирных) и промышленных котельных. Для транспорта теплоносителя служит система паропроводов или водяных тепловых сетей. Использование теплоносителя осуществляется в теплоприемниках потребителей. Комплекс установок, предназначенных для подготовки, транспорта и использования теплоносителя, составляет систему централизованного теплоснабжения.

По роду теплоносителя различают водяные и паровые системы теплоснабжения. Как правило, для удовлетворения сезонной нагрузки и нагрузки горячего водоснабжения в качестве теплоносителя используется вода, для промышленной технологической нагрузки – пар.

По способу подачи воды на горячее водоснабжение водяные системы делятся на *закрытые* и *открытые*. В закрытых водяных системах теплоснабжения воду из тепловых сетей используют только как греющую среду для нагревания в подогревателях поверхностного типа водопроводной воды, поступающей затем в местную систему горячего водоснабжения. В открытых водяных системах теплоснабжения горячая вода к водоразборным приборам местной системы горячего водоснабжения поступает непосредственно из тепловых сетей.

По количеству трубопроводов во внешней тепловой сети системы теплоснабжения подразделяются на *однотрубные*, *двухтрубные* и *многотрубные*.

В зависимости от способа присоединения отопительной системы здания к внешним тепловым сетям различают системы теплоснабжения *зависимого* и *независимого присоединения*. При зависимом присоединении системы отопления здания к тепловой сети горячая вода из внешней тепловой сети проходит через все элементы отопительной системы здания и, охлаждаясь в них, поступает в обратный трубопровод сети. При независимом присоединении вода из подающего трубопровода внешней тепловой сети поступает в установленный на вводе в здание теплообменный аппарат, подогревает в нем поток вторичной воды и, охлаждаясь, поступает в обратный трубопровод сети. Нагретая вторичная вода

по замкнутому контуру циркулирует через элементы системы отопления здания и отдает свою теплоту потребителям.

По виду используемых энергетических источников системы теплоснабжения разделяют на *системы комбинированного производства теплоты и электроэнергии* и *системы раздельного производства теплоты и электроэнергии*. В системах комбинированного производства теплоты и электроэнергии используется энергетический источник (паротурбинная или газотурбинная ТЭЦ), одновременно вырабатывающий (по теплофикационному циклу) для потребителей тепловую и электрическую энергию. В системах раздельного производства теплоты и электроэнергии тепловую энергию производят энергетические источники, генерирующие только ее (котельные, автономные теплогенераторы). Необходимое количество электроэнергии производят (по конденсационному циклу) энергетические источники, генерирующие только электрическую энергию (конденсационные электрические станции).

## **4.2. ВОДЯНЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ**

Как уже говорилось ранее, водяные системы теплоснабжения подразделяются на закрытые (замкнутые) и открытые (разомкнутые).

В зависимости от количества линий, используемых для теплоснабжения данной группы потребителей, водяные системы делятся на одно-, двух-, трех- и многотрубные. Минимальное число линий для открытой системы равно одной, а для закрытой системы – двум.

Наиболее простой для транспорта на большие расстояния является однетрубная бессливная система теплоснабжения. Ее можно применить в том случае, когда обеспечивается равенство расходов сетевой воды, требующихся для удовлетворения отопительно-вентиляционной нагрузки и для горячего водоснабжения абонентов данного города или района.

Для теплоснабжения городов в основном применяются двухтрубные водяные системы, в которых тепловая сеть состоит из двух линий: подающей и обратной. По подающей линии горячая вода подводится от станции к абонентам, по обратной линии охлажденная вода возвращается на станцию.

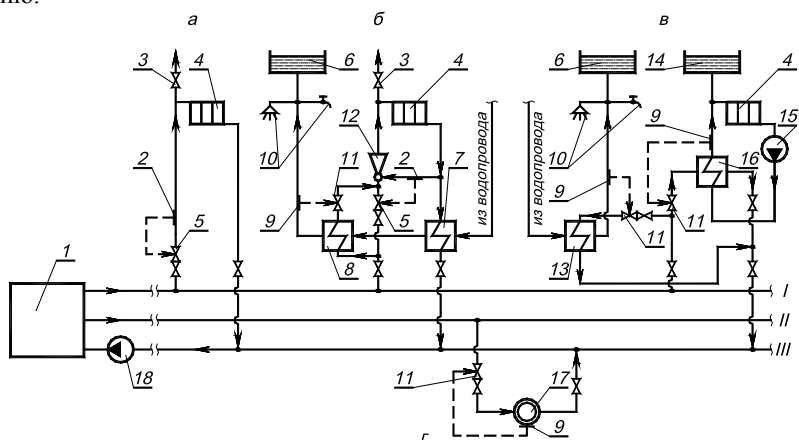
Двухтрубные системы применимы в тех случаях, когда всем потребителям района требуется теплота примерно одного потенциала.

В промышленных районах, где имеется технологическая тепловая нагрузка повышенного потенциала, могут применяться трехтрубные системы, в которых две линии используются как подающие, а третья линия является обратной. К каждой подающей линии присоединяются однородные по потенциалу и режиму тепловые нагрузки. Обычно к од-

ной подающей линии присоединяются отопительные и вентиляционные установки, а к другой – технологические установки.

### Закрытые системы

Число параллельных линий в закрытой системе должно быть не меньше двух, так как после отдачи теплоты в абонентных установках теплоноситель должен быть возвращен на станцию. На рис. 4.1 показана трехтрубная закрытая водяная система. Со станции отходят две подающие линии *I* и *II*, в которых поддерживается различный температурный режим. По линии *I* вода подается в местные системы отопления и горячего водоснабжения. По линии *II* вода подается технологическим потребителям. По линии *III* вода возвращается от потребителей на станцию.



**Рис. 4.1. Закрытая трехтрубная водяная система теплоснабжения:**

*a* – зависимая; *б* – зависимая со струйным смешением и с двухступенчатым последовательным присоединением системы горячего водоснабжения (ГВС) к системе отопления; *в* – независимая с параллельным присоединением системы ГВС к системе отопления; *г* – технологических потребителей; *1* – источник теплоснабжения; *2* – датчик расхода; *3* – воздушный кран; *4* – отопительный прибор; *5* – регулятор расхода; *6* – аккумулятор горячей воды; *7* – подогреватель ГВС нижней ступени; *8* – подогреватель ГВС верхней ступени; *9* – датчик температуры; *10* – потребители системы ГВС; *11* – регулятор температуры; *12* – струйный насос (эlevator); *13* – подогреватель ГВС; *14* – расширительный сосуд; *15* – насос; *16* – отопительный подогреватель; *17* – технологический аппарат; *18* – сетевой насос

В трехтрубных системах теплоснабжения осуществляется центральное регулирование двух разнородных видов тепловой нагрузки.

Температура воды в подающей линии  $I$  изменяется по закону сезонной нагрузки, а в подающей линии  $II$  температура воды поддерживается постоянной.

В зависимости от характера абонентской установки и режима работы тепловой сети выбираются схемы присоединения абонентских установок к тепловой сети (см. рис. 4.1). Устройства, обслуживающие отдельные здания, называются абонентскими вводами, местными тепловыми пунктами или местными тепловыми подстанциями. В крупных системах централизованного теплоснабжения широкое применение получили групповые тепловые подстанции (пункты).

На практике находят применение две принципиально различные схемы присоединения теплопотребляющих установок абонентов к тепловой сети – *зависимая* и *независимая*.

В закрытых системах теплоснабжения установки горячего водоснабжения присоединяются к тепловой сети только через водо-водяные подогреватели, т.е. по независимой схеме. При зависимых схемах присоединения давление в абонентской установке зависит от давления в тепловой сети. При независимых схемах присоединения давление в местной системе не зависит от давления в тепловой сети.

Оборудование абонентского ввода при зависимой схеме присоединения проще и дешевле, чем при независимой, а, кроме того, может быть получен больший перепад температур сетевой воды в абонентской установке. Увеличение перепада температур воды уменьшает расход теплоносителя в сети, что приводит к снижению диаметров сети и экономии на начальной стоимости тепловой сети и на эксплуатационных расходах.

Основным недостатком зависимой схемы присоединения является жесткая гидравлическая связь тепловой сети с нагревательными приборами абонентских установок, имеющими, как правило, пониженную механическую прочность, что ограничивает пределы допустимых режимов работы системы централизованного теплоснабжения. Поэтому по условиям надежности работы систем теплоснабжения крупных городов независимая схема присоединения является более предпочтительной.

Схема, приведенная на рис. 4.1а, показывает зависимое присоединение отопительной установки. Вода из подающей линии тепловой сети поступает через клапан регулятора расхода 5 непосредственно в отопительную систему здания, проходит через нагревательные приборы 4 и отдает в них тепло окружающему воздуху. Охлажденная вода поступает в обратную линию тепловой сети. По такой схеме обычно к тепло-

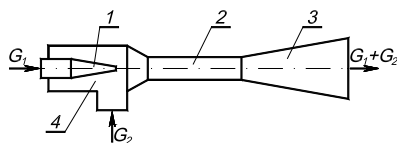
вой сети присоединяются системы водяного отопления промышленных предприятий.

Отопительные системы жилых и общественных зданий часто присоединяются к водяным тепловым сетям по зависимой схеме со смесительным устройством (рис. 4.1б). Это объясняется тем, что для этих зданий максимальная температура теплоносителя установлена  $95\text{ }^{\circ}\text{C}$ , в то время как максимальная температура воды в подающей линии в большинстве случаев составляет  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Смесительное устройство, установленное на абонентском вводе, подмешивает к горячей воде, поступающей из подающей линии, охлажденную воду из обратной линии. В результате температура воды, поступающей в местные приборы, получается более низкой, чем температура воды в подающей линии. В качестве смесительных устройств на абонентских вводах применяются струйные и центробежные насосы.

На рис. 4.1б показана зависимая схема присоединения со струйным насосом (элеватором). Вода из подающей линии тепловой сети поступает после регулятора расхода 5 в элеватор 12. Одновременно в элеватор подсасывается часть охлажденной воды, возвращающейся из отопительной установки в обратную линию тепловой сети. Смешанная вода подается элеватором в отопительную систему.

Схема элеватора показана на рис. 4.2.



**Рис. 4.2. Схема элеватора:**

1 – сопло; 2 – камера смешения; 3 – диффузор; 4 – приемная камера

Элеватор работает следующим образом. Высокотемпературная вода выходит из сопла 1 с высокой скоростью в виде струи, несущей большой запас кинетической энергии. Скорость создается в результате срабатывания в пределах сопла избыточного давления (по отношению к давлению в начале камеры смешения 2). Активная рабочая струя захватывает пассивные массы окружающей воды, передает им часть своей энергии и образовавшийся смешанный поток движется в проточной части струйного аппарата. В камере смешения в результате обмена импульсами происходит выравнивание поля скоростей потока и за счет высвобождающейся кинетической энергии растет его статическое дав-

ление. После камеры смешения поток поступает в диффузор 3, где тормозится и его статическое давление еще более увеличивается.

На узле рис. 4.16 показана независимая схема присоединения отопительной установки к водяной тепловой сети. Вода из подающей линии тепловой сети поступает в водо-водяной подогреватель (теплообменник) 16, в котором она через стенку нагревает вторичную воду, циркулирующую в отопительной установке абонента. Охлажденная сетевая вода возвращается в обратную линию тепловой сети. Циркуляция воды в местной отопительной установке осуществляется насосом 15. Давление в приборах местной отопительной установки определяется высотой расположения расширительного резервуара 14, который обычно устанавливается в верхней точке здания. Изменение объема воды в местной системе при ее нагреве или охлаждении, а также возможные утечки воды через неплотности компенсируются за счет изменения уровня воды в расширителе 14.

Установки горячего водоснабжения присоединяются к тепловой сети через водо-водяные теплообменники. На схеме, показанной на рис. 4.16, сетевая вода из подающей линии тепловой сети через клапан регулятора температуры 11 проходит в водо-водяной подогреватель 13, в котором она через стенку нагревает воду, поступающую из водопровода. Охлажденная сетевая вода после подогревателя поступает в обратную линию тепловой сети. Импульсом для регулятора температуры является температура водопроводной воды после подогревателя.

Холодная вода поступает из водопровода через регулятор давления, проходит через подогреватель 13, в котором она нагревается сетевой водой, и затем поступает в местную систему горячего водоснабжения.

У абонентов, потребляющих большое количество горячей воды (к числу таких абонентов относятся промышленные предприятия) и имеющих неравномерный график нагрузки горячего водоснабжения, обычно устанавливаются аккумуляторы горячей воды 6, задачей которых является выравнивание графика тепловой нагрузки, а также создание запаса горячей воды на случай внезапного перерыва в работе тепловой сети.

При параллельном присоединении отопления и горячего водоснабжения (см. рис. 4.16) сетевая вода используется на абонентском вводе недостаточно рационально. Обратная сетевая вода, возвращаемая из отопительной установки с температурой примерно 40–70 °С, не используется для подогрева холодной водопроводной воды, имеющей на вводе температуру около 5 °С, хотя теплотой обратной воды после отопления можно покрыть значительную долю нагрузки горячего водоснабжения,

поскольку температура горячей воды, подаваемой в систему горячего водоснабжения, обычно не превышает 60–65 °С. При рассматриваемой схеме вся тепловая нагрузка горячего водоснабжения удовлетворяется за счет теплоты сетевой воды, поступающей в водо-водяной подогреватель 13 непосредственно из подающей линии тепловой сети. В результате получается завышенный расчетный расход воды в тепловых сетях.

Расход воды снижается при двухступенчатом последовательном присоединении установок горячего водоснабжения и отопления (см. рис. 4.1б). В двухступенчатой последовательной схеме сетевая вода, поступающая из подающей линии тепловой сети, разветвляется на два потока. Один поток проходит через регулятор расхода 5, другой – через водо-водяной подогреватель 8. Сетевая вода, прошедшая через подогреватель 8, смешивается затем с потоком воды, прошедшим через регулятор расхода, и общий поток воды поступает через элеватор 12 в отопительную установку. Обратная вода после отопительной установки предварительно проходит через водо-водяной подогреватель нижней ступени 7, в котором она подогревает холодную воду, поступающую из водопровода. Подогретая водопроводная вода после подогревателя нижней ступени 7 проходит через водо-водяной подогреватель верхней ступени 8 и направляется в местную систему горячего водоснабжения.

При закрытой системе теплоснабжения водопроводная вода, поступающая в установки горячего водоснабжения, не имеет прямого контакта с сетевой водой, так как подогрев водопроводной воды осуществляется на абонентских вводах в поверхностных водо-водяных подогревателях. Гидравлическая изолированность водопроводной воды, поступающей в установки горячего водоснабжения, от воды, циркулирующей в тепловой сети, является преимуществом закрытой системы. Благодаря гидравлической изолированности водопроводной воды от сетевой обеспечивается стабильное качество горячей воды, поступающей в установки горячего водоснабжения, одинаковое по качеству с водопроводной водой. Чрезвычайно прост санитарный контроль системы горячего водоснабжения благодаря короткому пути прохождения водопроводной воды от ввода в здание до водоразборного крана. Прост контроль герметичности теплофикационной системы, который проводится по расходу подпитки.

Основными недостатками закрытых систем являются:

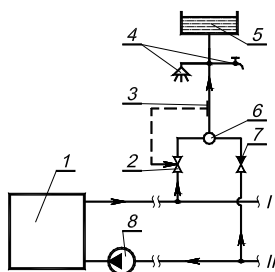
- 1) сложность оборудования и эксплуатации абонентских вводов горячего водоснабжения из-за установки водо-водяных подогревателей;
- 2) выпадение накипи в водо-водяных подогревателях и трубопроводах местных установок горячего водоснабжения при использовании

водопроводной воды, имеющей повышенную карбонатную (временную) жесткость  $Ж_k > 7$  мг-экв/л;

3) коррозия местных установок горячего водоснабжения из-за поступления в них недеаэрированной водопроводной воды.

### Открытые системы

Основным типом открытых систем теплоснабжения является *двухтрубная* система (рис. 4.3). Горячая вода поступает от источника теплоснабжения *I* к абонентам по линии *I*. Обратная вода возвращается на станцию по линии *II*.



**Рис. 4.3. Принципиальная схема открытой системы горячего водоснабжения:**

*I* – источник теплоснабжения; 2 – регулятор температуры; 3 – датчик температуры; 4 – потребители системы горячего водоснабжения; 5 – аккумулятор горячей воды; 6 – смеситель; 7 – обратный клапан; 8 – сетевой насос

В открытых системах теплоснабжения отопительные установки присоединяются к тепловой сети по тем же схемам, что и в закрытых системах.

Схема присоединения установок горячего водоснабжения (см. рис. 4.3) принципиально отличается от ранее рассмотренных схем. Горячее водоснабжение абонентов производится водой непосредственно из тепловой сети. Вода из подающей линии тепловой сети поступает через клапан регулятора температуры 2 в смеситель 6. В этот же смеситель поступает вода из обратной линии сети через обратный клапан 7. Регулятор температуры, регулируя расход воды из подающей линии, поддерживает в смесителе 6 постоянную температуру смеси (обычно около 60 °С). Из смесителя вода поступает в местную систему горячего водоснабжения. Обратный клапан 7 препятствует перетеканию воды из подающей линии сети в обратную. Для выравнивания графика нагрузки горячего водоснабжения устанавливается аккумулятор горячей воды 5.



Также существуют *однотрубные* открытые системы теплоснабжения. В таких системах вся сетевая вода после отопительной установки используется для нужд горячего водоснабжения. Это позволяет отказаться от обратного теплопровода, благодаря чему резко снижаются начальные затраты на сооружение тепловых сетей.

Возможность применения однотрубных систем в современных городах весьма ограничена, т.к. потребность в горячей воде для бытовых нужд составляет в среднем только 40–50 % расчетного расхода сетевой воды на отопление. Сливать же неиспользованную горячую воду после отопительных установок в канализацию экономически нерентабельно. Однотрубные системы применимы только для теплоснабжения потребителей с большой относительной нагрузкой горячего водоснабжения.

Основными преимуществами открытых систем по сравнению с закрытыми являются:

1) возможность использования для подготовки теплоносителя на нужды горячего водоснабжения низкопотенциальной отработавшей теплоты электростанций и промышленных предприятий;

2) упрощение и удешевление абонентских вводов (подстанций) и повышение долговечности местных установок горячего водоснабжения;

3) возможность использования для транзитного транспорта теплоты однотрубной системы.

Недостатки открытых систем:

1) усложнение и удорожание станционной водоподготовки;

2) нестабильность воды, поступающей в водоразбор, по запаху, цветности и санитарным качествам при зависимой схеме присоединения отопительных установок к тепловой сети и высокой окисляемости водопроводной воды, что может быть устранено при присоединении отопительных установок по независимой схеме;

3) усложнение и увеличение объема санитарного контроля системы теплоснабжения;

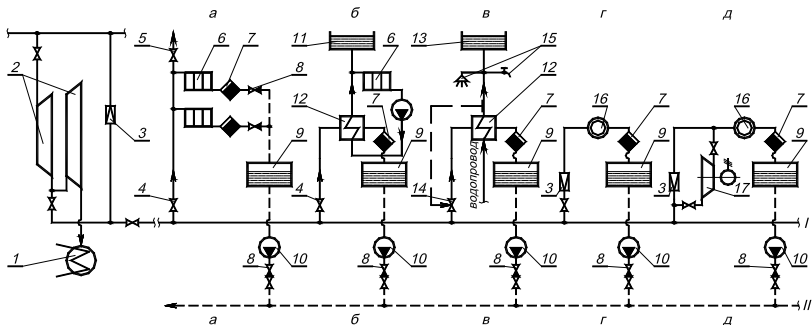
4) усложнение эксплуатации из-за нестабильности гидравлического режима тепловой сети, связанной с переменным расходом воды в обратной линии;

5) усложнение контроля герметичности системы теплоснабжения в связи с тем, что в открытых системах теплоснабжения расход подпитки не характеризует плотность системы.

### **4.3. ПАРОВЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ**

В настоящее время используются паровые системы теплоснабжения с возвратом конденсата и без возврата конденсата.

В промышленной теплофикации широко применяется однотрубная паровая система с возвратом конденсата (рис. 4.4). Пар из отбора турбины поступает в однотрубную паровую сеть *I* и транспортируется по ней к тепловым потребителям. Конденсат возвращается от потребителей на станцию по конденсатопроводу *II*. На случай остановки турбины или недостаточной мощности отбора предусмотрена резервная подача пара в сеть через редукционно-охладительную установку (РОУ) 3.



**Рис. 4.4. Однотрубная паровая система теплоснабжения с возвратом конденсата:**

Схемы присоединений: *a* – паровой отопительной установки по зависимой схеме; *б* – водяной отопительной установки по независимой схеме; *в* – установки горячего водоснабжения; *г* – технологических аппаратов; *д* – установки механического термокомпрессора; *I* – паропровод; *II* – конденсатопровод; 1 – конденсатор; 2 – турбина; 3 – редукционно-охладительная установка; 4 – регулирующий клапан; 5 – воздушный кран; 6 – отопительный прибор; 7 – конденсатоотводчик; 8 – обратный клапан; 9 – конденсатосборник; 10 – насос; 11 – расширительный бак; 12 – подогреватель; 13 – аккумулятор горячей воды; 14 – регулятор температуры; 15 – потребители; 16 – технологический аппарат; 17 – механический термокомпрессор

Схемы присоединения абонентских установок к паровой сети зависят от характера этих установок. Если пар может быть пущен непосредственно в установку абонента, то присоединение производится по зависимой схеме (рис. 4.4*a*). Если пар не может быть пущен непосредственно в установку абонента, то присоединение производится по независимой схеме через поверхностный теплообменник (рис. 4.4*б, в*).

Конденсат отводится конденсатоотводчиком 7 в сборный резервуар 9, откуда он забирается насосом 10 и перекачивается по конденсатопроводу тепловой сети обратно на станцию. Для защиты установок от поступления в них конденсата из конденсатопровода тепловой сети после насоса 10 установлен обратный клапан 8.

На рис.4.4в показано присоединение горячего водоснабжения.

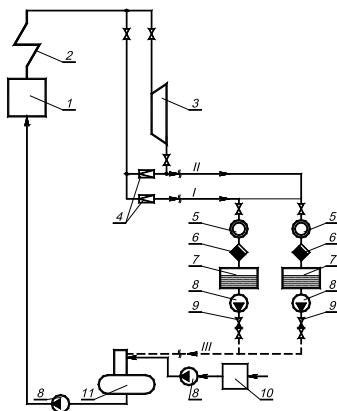
Технологические аппараты промышленных предприятий присоединяются обычно к паровой сети непосредственно или через РОУ 3. Схема такого присоединения показана на рис. 4.4г.

В тех случаях, когда давление пара в паровой сети меньше давления, требующегося отдельным абонентам, оно может быть искусственно повышено у абонентов при помощи компрессора. Для этой цели применяются поршневые, ротационные или центробежные компрессоры с электрическим или механическим приводом (рис. 4.4д).

В тех случаях, когда промышленным потребителям района требуется пар разных давлений (низкого и повышенного), а ТЭС может удовлетворить потребность в паре низкого давления из отборов турбин и потребность в паре повышенного давления непосредственно из котлов, применяются двухтрубные и многотрубные системы. Двухтрубные паровые системы иногда применяются также при различных расходах пара у абонентов в разные сезоны, например, зимой и летом. В этом случае в периоды больших расходов пара включаются в работу оба паропровода, а в периоды малых расходов – один. В некоторых случаях двухтрубные паровые системы применяются по условиям резервирования, когда для технологического процесса недопустимы даже кратковременные перерывы в подаче пара.

На рис. 4.5 показана двухтрубная паровая система с возвратом конденсата. Отработавший пар низкого давления поступает из турбины в один паропровод. Редуцированный пар из котла или пар из отбора повышенного давления поступает в другой паропровод. В зависимости от требуемых параметров тепла абонентские установки присоединяются к тому или другому паропроводу. Конденсат возвращается на станцию по общему конденсатопроводу.

В некоторых случаях при пароснабжении потребителей от ТЭС низкого давления (начальные параметры 4,5 МПа и ниже), на которых применяются упрощенные водоподготовительные установки, экономически оправдывается отказ от возврата конденсата, если его можно использовать в абонентских установках. При отказе от возврата конденсата упрощаются и удешевляются тепловая сеть и абонентская установка (из-за замены поверхностного подогрева смешивающим), а также экономится электроэнергия на перекачку. Поскольку потеря конденсата компенсируется увеличением производительности станционной водоподготовки, возрастает начальная стоимость станции и увеличиваются потери котельной из-за увеличения продувки котлов.



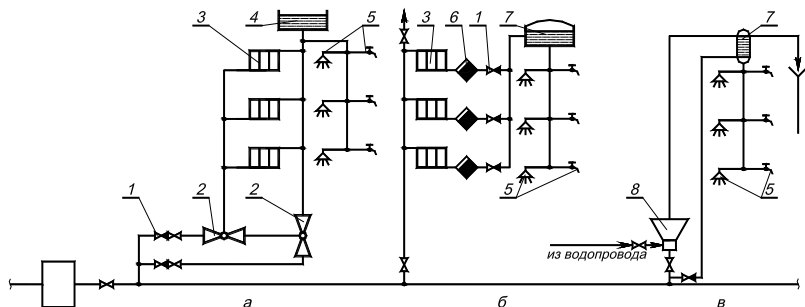
**Рис. 4.5. Двухтрубная паровая система теплоснабжения с возвратом конденсата:**

*I* – паропровод повышенного давления; *II* – паропровод низкого давления; *III* – конденсатопровод; 1 – паровой котел; 2 – пароперегреватель; 3 – турбина; 4 – редукционно-охладительная установка; 5 – технологический аппарат; 6 – конденсатоотводчик; 7 – конденсатосборник; 8 – насос; 9 – обратный клапан; 10 – химводоочистка; 11 – деаэратор

При ТЭЦ низкого и среднего давления при удовлетворительном качестве исходной сырой воды (солеисодержание менее 250 мг/л) экономически целесообразно использовать конденсат у абонентов для горячего водоснабжения. На рис. 4.6 показана паровая система без возврата конденсата. Все потребители присоединяются, как правило, непосредственно, без промежуточных теплообменников. Конденсат греющего пара используется для горячего водоснабжения абонентов.

#### 4.4. СИСТЕМЫ СБОРА КОНДЕНСАТА

Сбор конденсата от теплопотребляющих установок и возврат его к источнику теплоты имеет важное значение для надежности работы котельных установок теплоэлектростанций и для экономии теплоты и общей экономичности системы теплоснабжения в целом. Возврат конденсата особенно важен для ТЭЦ с высокими и закритическими начальными параметрами (13 МПа и выше). Сооружение обессоливающих установок таких ТЭЦ очень дорого, и поэтому мощность их, как правило, ограничена. Невозврат конденсата, кроме тепловых потерь, вызывает необходимость увеличения мощности водоподготовительных установок, дополнительного расхода химических реагентов.



**Рис. 4.6. Однотрубная паровая система без возврата конденсата:**

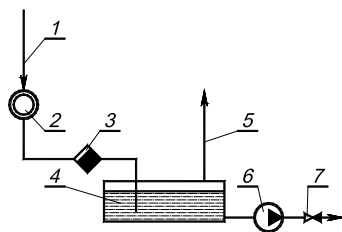
Схемы присоединений: *а* – водяной отопительной установки и установки горячего водоснабжения; *б* – паровой отопительной установки и установки горячего водоснабжения; *в* – установки горячего водоснабжения; 1 – обратный клапан; 2 – пароводяной инжектор; 3 – отопительный прибор; 4 – расширительный бак; 5 – потребители системы горячего водоснабжения; 6 – конденсатоотводчик; 7 – аккумулятор горячей воды; 8 – струйный подогреватель

Основные пути совершенствования системы сбора и возврата конденсата заключаются в замене в технологических аппаратах смешивающего подогрева поверхностным, защите конденсата от загрязнений путем улучшения герметичности поверхностных теплообменников, т.е. создание условий, исключающих попадание загрязняющих веществ в паровую полость теплообменников, наладке и содержании в работоспособном состоянии конденсатоотводчиков, обеспечивающих отвод конденсата из аппаратов, без пропуска пролетного пара, защите конденсатопроводов от внутренней коррозии.

Схемы сбора конденсата бывают открытыми и закрытыми. Наиболее простая открытая схема сбора конденсата представлена на рис. 4.7. По этой схеме конденсат от теплоиспользующего аппарата 2 проходит конденсатоотводчик 3 (прибор, пропускающий жидкость и не пропускающий пар), и попадает в бак сбора конденсата 4, который через трубу 5 сообщается с атмосферой. Из бака конденсат насосом 6 перекачивается к источнику тепла или в случае паровой системы теплоснабжения без возврата конденсата направляется на использование потребителем.

Недостатками открытой схемы сбора конденсата являются:

- а) опасность поглощения конденсатом кислорода воздуха, что вызывает внутреннюю коррозию конденсатопроводов;
- б) потери в атмосферу пара вторичного вскипания и уходящего с паром тепла.

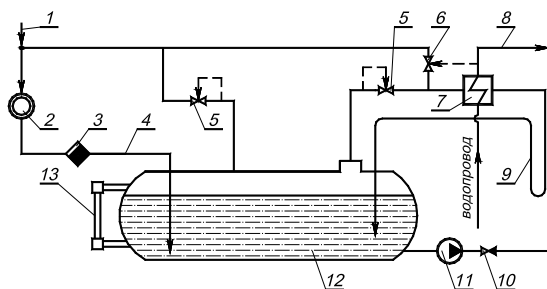


**Рис. 4.7. Открытая схема сбора конденсата:**

- 1 – паропровод; 2 – технологический теплоиспользующий аппарат;  
 3 – конденсатоотводчик; 4 – конденсатосборник; 5 – атмосферная труба;  
 6 – насос; 7 – обратный клапан

Поэтому открытые системы сбора конденсата применяются только при расходе конденсата до 1 т/ч и расстоянии до источника менее 500 м.

Наибольшее распространение на практике имеют закрытые схемы сбора конденсата (рис. 4.8).



**Рис. 4.8. Закрытая схема сбора конденсата:**

- 1 – паропровод; 2 – технологический аппарат; 3 – конденсатоотводчик;  
 4 – конденсатопровод; 5 – регулятор давления; 6 – регулятор температуры;  
 7 – пароводяной теплообменник; 8 – горячая вода; 9 – гидравлический затвор;  
 10 – обратный клапан; 11 – насос; 12 – конденсатосборник; 13 – водомерное стекло

Конденсат от теплоиспользующего аппарата 2 попадает в закрытый бак сбора конденсата 12, в котором за счет пара вторичного вскипания или подачи пара из паропроводов поддерживается избыточное (по отношению к атмосфере) давление 5–20 кПа. При попадании в этот бак высокотемпературного конденсата с температурой, превышающей 104 °С, конденсат вскипает и образует вторичный пар, который может быть использован для разных целей, в том числе и для приготовления воды

систем горячего водоснабжения. Установленный на подводе к пароводяному теплообменнику 7 регулятор давления “до себя” 5 не позволяет давлению в баке становиться меньше заданной величины. Конденсат из теплообменника 7 через петлю 9 вновь возвращается в бак 12. Для этого теплообменник необходимо располагать несколько выше бака. Поступление конденсата в бак может изменяться в течение отопительного периода и в зависимости от режима работы паропотребляющего оборудования, а, следовательно, может изменяться и поступление вторичного пара в пароводяной теплообменник 7. В связи с этим для обеспечения подогрева воды в заданном количестве к теплообменнику через регулятор температуры 6 подводится дополнительно пар от основного паропровода. Конденсат из бака удаляется насосом 11. При быстром опорожнении бака и образовании в нем вакуума он может быть раздавлен атмосферным давлением. Во избежание этого к баку через редуктор подводится пар от основного паропровода.

При закрытых схемах сбора конденсата последний не поглощает кислорода воздуха; также отсутствуют потери в окружающую среду конденсата и содержащегося в нем тепла. Недостатком закрытых схем является их сложность, а также необходимость четкой увязки количества пара, выделяющегося в баке, с конденсационной способностью пароводяного подогревателя и потреблением нагреваемой в нем воды.

Особенно важное значение в системе сбора и возврата конденсата имеют конденсатоотводчики, которые устанавливаются, как правило, после всех поверхностных паровых нагревательных приборов, а также на паропроводах насыщенного пара, в возможных узлах скопления конденсата. По принципу действия конденсатоотводчики делятся на термостатические, термодинамические и поплавковые.

Принцип действия термостатических конденсатоотводчиков следующий. Сильфон (термостат) такого конденсатоотводчика частично заполнен легкоиспаряющейся жидкостью. При попадании в конденсат насыщенного пара, температура которого выше температуры испарения жидкости, жидкость в сильфоне мгновенно вскипает и давление в нем становится выше давления пара. Сильфон удлиняется и с помощью прикрепленного к нему золотника закрывает проход, предотвращая утечку пара. При попадании в конденсатоотводчик конденсата, температура которого на 10–12 °С ниже температуры насыщенного пара вследствие некоторых потерь тепла в окружающую среду, давление паров жидкости в сильфоне снижается, сильфон сжимается, открывает проход и конденсат отводится в дренаж или сборный бак.

Основными элементами термодинамического конденсатоотводчика являются стальной корпус и тарелка, прижимаемая к седлу пружиной. Сверху тарелка закрыта крышкой. Принцип действия термодинамических конденсатоотводчиков основан на аэродинамическом эффекте. При поступлении в конденсатоотводчик смеси пара с конденсатом или чистого конденсата тарелка под действием рабочего давления отжимается от седла и через образовавшуюся щель конденсат отводится в дренаж или конденсатосборник. При поступлении в конденсатосборник пара скорость прохождения его в щели между тарелкой и седлом значительно повышается, статическое давление под тарелкой падает, и тарелка прижимается к седлу. Кроме того, пар, проникая в камеру над тарелкой, также прижимает ее к седлу. При понижении температуры в камере над тарелкой давление в ней падает, тарелка под давлением конденсата снова поднимается, и конденсат свободно вытекает до тех пор, пока не начнет проступать пар, который запирает конденсатоотводчик.

#### **4.5. МЕТОДЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ**

Тепловая нагрузка абонентов не постоянна. Она изменяется в зависимости от метеорологических условий (температуры наружного воздуха, ветра, инсоляции), режимов работы теплопотребляющего оборудования, состояния воздушной среды в промышленных и жилых зданиях, характера разбора воды для горячего водоснабжения. В связи с этим необходимо искусственное изменение параметров и расхода теплоносителя в соответствии с фактической потребностью абонентов.

Совокупность мероприятий по изменению теплоотдачи приборов в соответствии с изменением потребности в тепле нагреваемых ими сред называется *регулированием отпуска тепла*. От правильной организации и надлежащего осуществления регулирования во многом зависят качество и экономичность теплоснабжения.

В зависимости от места осуществления регулирования различают центральное, групповое, местное и индивидуальное регулирование.

*Центральное регулирование* производится на ТЭЦ или в котельной по преобладающей нагрузке, характерной для большинства абонентов. Такой нагрузкой может быть как один вид нагрузки, например отопление, так и два разных вида при определенном их количественном соотношении, например отопление и горячее водоснабжение при заданном отношении расчетных значений этих нагрузок. На ряде технологических предприятий преобладающим является технологическое теплопотребление.



*Групповое регулирование* производится в центральных тепловых пунктах (ЦТП) для группы однородных потребителей. В ЦТП поддерживаются требуемые расход и температура теплоносителя, поступающего в распределительные сети.

*Местное регулирование* предусматривается на абонентском вводе для дополнительной корректировки параметров теплоносителя с учетом местных факторов.

*Индивидуальное регулирование* осуществляется непосредственно у теплопотребляющих приборов, например у отопительных приборов, и дополняет другие виды регулирования.

При индивидуальном регулировании, воздействуя на любой из параметров теплоносителя или на их комплекс, можно точно удовлетворить требования потребителя к количеству и качеству теплоты. Однако это потребует установки сложной дорогостоящей регулирующей аппаратуры на каждом аппарате.

При централизованном методе регулирования изменение температуры и расхода теплоносителя на выходе из источника теплоты приводит к соответствующим изменениям разности средних температур греющего теплоносителя и нагреваемой им среды, а также коэффициента теплопередачи в каждом присоединенном к системе теплоснабжения теплообменном аппарате. Это позволяет существенно сокращать затраты на авторегуляторы, но обеспечивает необходимую потребность в теплоте только одного вида потребителей, использующих одинаковые типы теплообменников. Для потребителей других видов или с другими типами теплообменников количество поступающей теплоты будет отличаться от потребности в ней. Чем крупнее централизованное регулирование, тем в меньшей степени оно способно удовлетворить некоторые частные требования, предъявляемые к теплоотдаче более мелких групп приборов, входящих в общую группу.

Тепловая нагрузка многочисленных абонентов современных систем теплоснабжения неоднородна как по характеру теплопотребления, так и по параметрам теплоносителя. Поэтому центральное регулирование отпуска тепла дополняется групповым, местным и индивидуальным, т.е. осуществляется комбинированное регулирование.

Комбинированное регулирование, состоящее из нескольких ступеней, взаимно дополняющих друг друга, создает наиболее полное соответствие между отпуском тепла и фактическим теплопотреблением.

Основное количество теплоты в абонентских системах расходуется для нагревательных целей, поэтому тепловая нагрузка зависит в первую очередь от режима теплоотдачи нагревательных приборов. Нагрева-

тельные приборы абонентских установок весьма разнообразны по своему характеру, конструкции и техническому оформлению. Здесь отопительные приборы, отдающие теплоту воздуху излучением и свободной конвекцией; вентиляционные калориферы, нагревающие воздух, движущийся с большой скоростью вдоль поверхности нагрева; различные технологические аппараты, в которых пар или вода нагревают вторичный агент. Несмотря на все многообразие, теплоотдача всех нагревательных приборов может быть описана общим уравнением

$$Q = KF\Delta t n, \quad (4.1)$$

где  $Q$  – количество полезной теплоты, которое отпускается через поверхность нагрева разнообразных нагревательных приборов, Дж;  $K$  – коэффициент теплопередачи через поверхность нагрева нагревательного прибора, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F$  – площадь поверхности теплообмена нагревательного прибора, м<sup>2</sup>;  $\Delta t$  – средняя разность температур проходящего через нагревательный прибор греющего теплоносителя и нагреваемой им среды, К;  $n$  – время работы нагревательного прибора за рассматриваемый период.

Средняя разность температур может быть представлена в первом приближении как разность между среднеарифметическими температурами греющей и нагреваемой среды, К

$$\Delta t = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2}, \quad (4.2)$$

где  $\tau_1, \tau_2$  – температуры греющего теплоносителя на входе в нагревательный прибор и на выходе из него, °С;  $t_1, t_2$  – температуры нагреваемой среды на входе в нагревательный прибор и на выходе из него, °С.

Температура греющего теплоносителя на выходе из нагревательного прибора может быть определена из уравнения теплового баланса, °С

$$\tau_2 = \tau_1 - Q/W_r, \quad (4.3)$$

где  $W_r$  – эквивалент расхода греющего теплоносителя, Вт/К.

Эквивалент расхода воды представляет собой произведение массового расхода теплоносителя на его удельную теплоемкость

$$W = Gc. \quad (4.4)$$

Из совместного решения уравнений (4.1)–(4.3) следует, что количество полезной теплоты, отпускаемое через поверхность нагрева нагревательного прибора, может быть определено по формуле

$$Q = \frac{\tau_1 - (t_1 + t_2)/2}{1/(KFn) + 0,5/W_r}. \quad (4.5)$$

Как видно из (4.5), тепловая нагрузка принципиально может регулироваться путем изменения пяти параметров: коэффициента теплопередачи нагревательных приборов  $K$ , площади включенной поверхности нагрева  $F$ , температуры греющего теплоносителя на входе в прибор  $\tau_1$ , расхода греющего теплоносителя  $W_r$ , длительности работы  $n$ . Практически тепловую нагрузку можно центрально регулировать только путем изменения температуры  $\tau_1$  и расхода  $W_r$ . При этом надо иметь в виду, что возможный диапазон изменения  $\tau_1$  и  $W_r$  в реальных условиях ограничен рядом обстоятельств. При разнородной тепловой нагрузке нижним пределом  $\tau_1$  является температура, требуемая для горячего водоснабжения (обычно 60 °С). Верхний предел  $\tau_1$  определяется допустимым давлением в подающей линии тепловой сети из условия не вскипания воды. Верхний предел  $W_r$  определяется располагаемым напором в ЦТП или на абонентском вводе и гидравлическим сопротивлением абонентских установок. Параметрами  $K$ ,  $F$  и  $n$  можно пользоваться для изменения расхода теплоты, как правило, только при местном регулировании.

Если теплоносителем является пар, то, поскольку  $W_r = W_n = \infty$ , а  $\tau_1 = \tau_2 = \tau$ , уравнение (4.5) имеет вид

$$Q = KFn \left( \tau - \frac{t_1 + t_2}{2} \right), \quad (4.6)$$

где  $\tau$  – температура конденсации пара, °С.

Основной метод регулирования тепловой нагрузки нагревательных приборов при использовании пара заключается в изменении температуры конденсации путем дросселирования или же в изменении времени работы прибора  $n$ , т.е. работа пропусками. Оба метода регулирования являются местными.

При использовании воды в зависимости от способа воздействия на среднюю разность температур и коэффициент теплопередачи принципиально возможно использовать три метода центрального регулирования: качественный, количественный и количественно-качественный.

При *качественном* методе, сохраняя постоянство расходов воды для систем отопления, изменяют ее температуру на входе в тепловую сеть.

При *количественном* методе, сохраняя постоянство температуры теплоносителя на входе в тепловую сеть, изменяют его расход.

При *количественно-качественном* методе на входе в тепловую сеть изменяют и температуру, и расход теплоносителя.

Для жилых районов и предприятий, получающих теплоту из двух-трубных водяных тепловых сетей, используется только качественный метод централизованного регулирования отопительной нагрузки. Качественный или количественно-качественный методы применяют для корректировочной регулировки различных видов нагрузки в центральных тепловых пунктах, на абонентских вводах и в теплообменных аппаратах.

#### **4.6. ОСНОВЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ**

Гидравлический расчет является одним из важнейших разделов проектирования и эксплуатации тепловой сети.

При проектировании в задачу гидравлического расчета входит:

- 1) определение диаметров трубопроводов;
- 2) определение падения давления (напора);
- 3) определение давлений (напоров) в различных точках сети;
- 4) увязка всех точек системы при статическом и динамическом режимах с целью обеспечения допустимых давлений и требуемых напоров в сети и абонентских системах.

В некоторых случаях может быть поставлена также задача определения пропускной способности трубопроводов при известном их диаметре и заданной потере давления.

Результаты гидравлического расчета дают исходный материал для решения следующих задач:

- 1) определения капиталовложений, расхода металла (труб) и основного объема работ по сооружению тепловой сети;
- 2) установления характеристик циркуляционных и подпиточных насосов, количества насосов и их размещения;
- 3) выяснения условий работы тепловой сети и абонентских систем и выбора схем присоединения абонентских установок к тепловой сети;

4) выбора авторегуляторов для тепловой сети и абонентских вводов;

5) разработки режимов эксплуатации.

Для проведения гидравлического расчета должны быть заданы схема и профиль тепловой сети, указаны размещение станции (или котельной) и потребителей и расчетные нагрузки.

Падение давления в трубопроводе может быть представлено как сумма двух слагаемых: линейного падения ( $\Delta p_{\text{л}}$ ) и падения в местных сопротивлениях ( $\Delta p_{\text{м}}$ ), Па

$$\Delta p = \Delta p_{\text{л}} + \Delta p_{\text{м}}. \quad (4.7)$$

Гидравлические сопротивления по длине трубопровода (линейное падение давления) определяются по формуле, Па

$$\Delta p_{\text{л}} = R_{\text{л}} l_{\text{y}}, \quad (4.8)$$

где  $R_{\text{л}}$  – удельное падение давления, т.е. его падение на участке длиной 1 м, Па/м;  $l_{\text{y}}$  – длина участка трубопровода, м.

Удельное линейное падение давления определяется по уравнению Дарси-Вейсбаха, Па/м

$$R_{\text{л}} = \lambda_{\text{тр}} \frac{1}{d_{\text{в}}} \frac{\rho w^2}{2} = 0,8106 \lambda_{\text{тр}} \frac{G^2}{\rho d_{\text{в}}^5}, \quad (4.9)$$

где  $\lambda_{\text{тр}}$  – коэффициент гидравлического трения;  $d_{\text{в}}$  – внутренний диаметр трубопровода, м;  $\rho$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;  $w$  – усредненная по сечению трубы скорость теплоносителя, м/с;  $G$  – массовый расход теплоносителя, кг/с.

Коэффициент гидравлического трения  $\lambda_{\text{тр}}$  зависит от режима течения потока и состояния внутренней поверхности стенки трубы, через которую протекает поток (оно характеризуется отношением эквивалентной шероховатости стенки  $\Delta_{\text{э}}$ , мм, к внутреннему диаметру трубы  $d_{\text{в}}$ , мм). Шероховатостью трубы называют выступы и неровности, влияющие при турбулентном движении жидкости на линейные потери давления. В реальных трубах эти выступы и неровности различны по форме, величине и неравномерно распределены по ее длине.

За эквивалентную шероховатость  $\Delta_{\text{э}}$  условно принимают равномерную зернистую шероховатость, выступы которой имеют одинаковую форму и размеры, а потери давления по длине такие же, как и в реальных трубах. Величину эквивалентной шероховатости стенок труб с учетом коррозии рекомендуется принимать: для паропроводов –

0,2 мм; для водяных тепловых сетей – 0,5 мм; для конденсаторопроводов – 1 мм.

Для теплопроводов наружных сетей характерным является турбулентный режим движения теплоносителя.

При  $Re\Delta_3/d_B \leq 23$  трубы считаются гидравлически гладкими. В этом случае ламинарный пограничный слой покрывает шероховатость стенок, т.е. толщина пограничного слоя больше  $\Delta_3$  и гидравлическое сопротивление обуславливается только силами трения в жидкости и зависит от числа Рейнольдса.

При ламинарном течении в гладких и шероховатых трубах коэффициент гидравлического трения определяется по формуле Пуазейля

$$\lambda_{тр} = \frac{64}{Re}. \quad (4.10)$$

Для гидравлически шероховатых труб при  $Re\Delta_3/d_B \geq 568$ , когда решающее влияние на гидравлическое сопротивление по всей длине трубопровода оказывают силы трения жидкости о стенку трубы, коэффициент гидравлического трения зависит только от относительной эквивалентной шероховатости и определяется по формуле Б.Л. Шифринсона

$$\lambda_{тр} = 0,11 \left( \frac{\Delta_3}{d_B} \right)^{0,25}. \quad (4.11)$$

В переходной области гидравлических сопротивлений, характеризующейся изменением комплекса  $Re\Delta_3/d_B = 23-568$ , рекомендуется формула А.Д. Альтшуля

$$\lambda_{тр} = 0,11 \left( \frac{\Delta_3}{d_B} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}. \quad (4.12)$$

Потери давления за счет местных сопротивлений определяются по формуле, Па

$$\Delta p_m = \xi \frac{\rho w^2}{2} = 0,8106 \xi \frac{G^2}{\rho d_B^4}, \quad (4.13)$$

где  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления, показывающий, какую часть давления потерял поток за счет местного сопротивления.

Местные потери давления можно заменить эквивалентным гидравлическим сопротивлением по длине, если в уравнение (4.8) вместо  $l_y$  подставить  $l_3$  – эквивалентную длину местных сопротивлений,

т.е. такую длину прямолинейного трубопровода, линейные потери давления в котором численно равны потерям давления в местных сопротивлениях. Сумма эквивалентных длин всех местных сопротивлений, размещенных на  $i$ -м участке определяется по формуле,  $m$

$$\sum l_{эi} = \sum \xi \frac{d_B}{\lambda_{тр}}, \quad (4.14)$$

а доля местных потерь на этом участке

$$a_i = \frac{\sum l_{эi}}{l_i}. \quad (4.15)$$

Сумма падений давления на  $i$ -м участке – линейного и в местных сопротивлениях – определяется по формуле

$$\begin{aligned} \Delta p_{yi} &= \Delta p_{ли} + \sum \Delta p_{mi} = \Delta p_{ли} \left( 1 + \frac{\sum \Delta p_{mi}}{\Delta p_{ли}} \right) = \\ &= R_{ли} l_{yi} (1 + a_i) = R_{ли} (l_{yi} + \sum l_{эi}). \end{aligned} \quad (4.16)$$

Значения коэффициентов местного сопротивления приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

**Коэффициенты местных сопротивлений в тепловых сетях**

Характеристика местного сопротивления	Коэффициент $\xi$	Характеристика местного сопротивления	Коэффициент $\xi$
Отводы:		Тройники:	
гладкие гнутые под углом $90^\circ$ , при		при разделении потоков:	
$R_r/d_B = 1$	1,0	для прямого прохода	1,0
$R_r/d_B = 3$	0,5	для ответвления	1,5
$R_r/d_B = 4$	0,3	при слиянии потоков:	
$R_r/d_B > 4$	0,1–0,2	для прямого прохода	1,2–1,8
со складками гнутые под углом $90^\circ$ , при		для встречных потоков	3,0
$R_r/d_B = 3$	0,8	Арматура:	
$R_r/d_B = 4$	0,5	задвижки нормальные	0,5
сварные, под углом $90^\circ$ :		клапаны проходные	4–8
одношовные	0,85–1,3	клапаны с косым шпинделем	0,5–2,0
двухшовные	0,6	обратные затворы поворотные	1,3–3,0
трехшовные	0,5	обратные затворы	6,5–7,0

		подъемные	
сварные одношовные под углом, град:		водоотделитель	8–12
60	0,7	грязевик	4–10
40	0,3	компенсатор сальниковый	0,2–0,3
30	0,2	компенсатор волнистый	2,5

#### 4.7. ПОРЯДОК ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

Расчетным участком разветвленной сети принято называть трубопровод, в котором расход теплоносителя не изменяется. Расчетный участок располагается, как правило, между соседними ответвлениями.

Иногда расчетный участок приходится делить на два или несколько, если в его пределах требуется изменить диаметры труб.

В первую очередь гидравлический расчет ведут по участкам в направлении главной магистрали, соединяющей источник тепла с наиболее удаленным абонентом. В паровых тепловых сетях, когда требуемое давление пара у абонентов различно, неизбежно приходится сначала рассчитывать те трубопроводы, которые соединяют источник тепла с абонентом, требующим максимальное давление пара.

Пусть число участков вдоль главной магистрали равно  $n$ , расчетные расходы теплоносителя  $G_1, G_2, G_3, \dots, G_m$ , а располагаемый перепад давлений во всей сети  $\Delta p_c$  (рис. 4.9).

Тогда для каждого участка можно записать

$$\Delta p_{y1} = R_{л} l_{y1} (1 + a_1) = f(d_{в1}, G_1, l_{y1}, \xi_1);$$

$$\Delta p_{y2} = R_{л} l_{y2} (1 + a_2) = f(d_{в2}, G_2, l_{y2}, \xi_2);$$

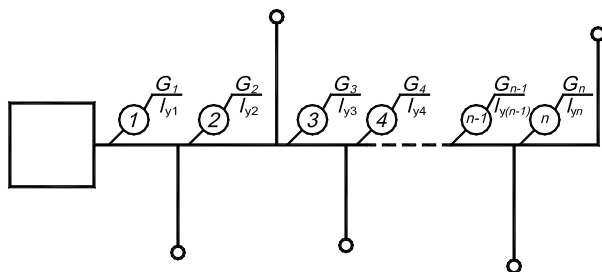
.....

$$\Delta p_{yn} = R_{л} l_{yn} (1 + a_n) = f(d_{вn}, G_n, l_{yn}, \xi_n);$$

$$\Delta p_c = \sum_{i=1}^n R_{л} l_{yi} (1 + a_i).$$

Таким образом, для определения диаметров труб можно записать  $(n+1)$  уравнений при числе неизвестных  $2n$  (неизвестны  $\Delta p_1, \Delta p_2, \dots, \Delta p_n; d_1, d_2, \dots, d_n$ ). Для однозначного решения данной системы уравнений следует задаться оптимальным законом распределения давлений по главной магистрали.





**Рис. 4.9. Расчетная схема тепловой сети**

Обычно принимают, что давление вдоль главной магистрали падает равномерно, т.е.  $R_{л} = const$ ;  $a_1 = a_2 = \dots = a_n = a_{cp} = const$ ; тогда

$$\Delta p_c = R_{л} (1 + a_{cp}) \sum_{i=1}^n l_{yi},$$

откуда

$$R_{л} = \frac{\Delta p_c}{(1 + a_{cp}) \sum_{i=1}^n l_{yi}}. \quad (4.17)$$

В предварительных расчетах, когда не известны диаметры труб, доля потерь давления в местных сопротивлениях с погрешностью  $\pm 6\%$  может быть определена по формуле

$$a_{cp} = 1,15 A_a \frac{\sum \xi_1}{l_{y1}} \sqrt{\frac{G_1}{\Delta p_{v1} \rho / l_{y1}}}. \quad (4.18)$$

где  $A_a$  – коэффициент,  $m^{-0,19}$ ;  $\sum \xi_1$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке 1;  $l_{y1}$  – длина участка 1, м;  $G_1$  – расход теплоносителя на участке 1, кг/с;  $\Delta p_{v1}$  – падение давления на участке 1, Па;  $\rho$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>.

Коэффициент  $A_a$  равен: для паропроводов  $A_a = 25,2 m^{-0,19}$ , для водяных тепловых сетей  $A_a = 21,4 m^{-0,19}$ , для конденсаторов  $A_a = 18,6 m^{-0,19}$ .

Перед гидравлическим расчетом необходимо: начертить в масштабе расчетную схему трубопроводов; разделить ее на участки; определить длины участков и расчетные расходы теплоносителя.

Расчет выполняют в два этапа: предварительный и проверочный.

В *предварительном расчете* определяют:

- 1) по формуле (4.18) – ориентировочное значение  $a_{cp}$ ;

2) значение удельного линейного падения давления по формуле

$$R_{л} = \frac{\Delta p_1}{(1 + a_{ср}) l_{y1}};$$

3) по известным расходам теплоносителя на участках  $G_1, G_2, \dots, G_n$  и  $R_{л}$  определяют диаметры труб по формуле

$$d_i = A_d G_i^{0,38} / (R_{л} \rho)^{0,19}. \quad (4.19)$$

В формуле (4.19) коэффициент  $A_d$  равен: для паропроводов  $A_d = 0,414 \text{ м}^{0,0475}$ , для водяных тепловых сетей  $A_d = 0,435 \text{ м}^{0,0475}$ , для конденсаторов  $A_d = 0,448 \text{ м}^{0,0475}$ .

В *проверочном расчете* уточняются гидравлические сопротивления на всех участках сети следующим образом:

1. По ГОСТ или таблице располагаемого сортамента труб подбирают ближайший больший внутренний диаметр каждого участка.

2. Располагая стандартными внутренними диаметрами труб, определяют фактические значения удельных потерь давления по длине при помощи формулы

$$R_{ли} = A_R G_i^2 / (\rho d_i^{5,25}). \quad (4.20)$$

В формуле (4.20) коэффициент  $A_R$  равен: для паропроводов  $A_R = 10,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^{0,25}$ , для водяных тепловых сетей  $A_R = 13,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^{0,25}$ , для конденсаторов  $A_R = 15,92 \cdot 10^{-3} \text{ м}^{0,25}$ ;

3. При необходимости определяют скорости теплоносителя на участках.

4. По формуле (4.14) определяют эквивалентные длины местных сопротивлений на расчетных участках  $l_{эi}$ ;

5. По формуле (4.16) вычисляют полные потери давления на участках сети  $\Delta p_{vi}$ ;

6. Определяют суммарные гидравлические сопротивления для всех участков расчетной магистрали, которые сравнивают с располагаемым в ней перепадом давлений.

Расчет считается удовлетворительным, если гидравлические сопротивления не превышают располагаемый перепад давлений и отличаются от него не более чем на 10 %. В этом случае расчетный расход теплоносителя будет обеспечен с ошибкой не более +3,5%. Диаметры труб отвлений рассчитывают в такой же последовательности.

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Каково основное назначение систем теплоснабжения?
2. По каким признакам, и каким образом классифицируют системы теплоснабжения?
3. Чем отличаются открытые водяные системы теплоснабжения от закрытых?
4. Чем отличаются системы теплоснабжения с зависимой схемой присоединения теплопотребляющих установок абонентов к тепловой сети от систем с независимой схемой присоединения?
5. Опишите принцип работы элеватора.
6. Какое присоединение установок горячего водоснабжения и отопления в закрытых системах теплоснабжения является наиболее рациональным и почему?
7. Достоинства и недостатки закрытых водяных систем теплоснабжения.
8. Достоинства и недостатки открытых водяных систем теплоснабжения.
9. Какие существуют паровые системы теплоснабжения? В каких случаях используются?
10. С какой целью применяются системы сбора и возврата конденсата? Их типы.
11. Назначение и типы конденсатоотводчиков. Принцип работы.
12. С какой целью осуществляется регулирование тепловой нагрузки? Какие существуют методы регулирования?
13. Что представляет собой качественный метод регулирования тепловой нагрузки?
14. Что представляет собой количественный метод регулирования тепловой нагрузки?
15. Что входит в задачу гидравлического расчета систем теплоснабжения?
16. Из каких величин складываются потери давления в трубопроводе?
17. От каких характеристик зависит величина линейного падения давления в трубопроводе?
18. От каких характеристик зависит величина местных сопротивлений в трубопроводе?
19. Каков порядок гидравлического расчета тепловой сети?

## 5. ГАЗОСНАБЖЕНИЕ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

### 5.1. ГОРЮЧИЕ ГАЗЫ И МЕТОДЫ ИХ ПОЛУЧЕНИЯ

*Топливо* – это горючее вещество, выделяющее при сжигании значительное количество теплоты, которая используется непосредственно в технологических процессах и для обогрева, либо преобразуется в другие виды энергии. В настоящее время и на ближайший период в энергетике России ведущую роль сохранит газовое топливо. Так, например, в топливном балансе теплоэлектростанций его доля останется на уровне 50%.

Горючие газы, употребляемые как топливо, по своему происхождению разделяются на природные и искусственные. К *природным* относятся газы, добываемые из недр Земли, а к *искусственным* – получаемые из твердого или жидкого топлива при их газификации.

Природные газы можно подразделить на три группы.

1. Газы, добываемые из газовых месторождений (сухие газы). Они в основном состоят из метана  $\text{CH}_4$ . Низшая теплота сгорания этих газов составляет 31–38 МДж/м<sup>3</sup>

2. Газы, которые выделяются из скважин нефтяных месторождений совместно с нефтью. Такие газы называются попутными (нефтяными). Помимо метана они содержат до 60 % тяжелых углеводородов.

3. Газы, которые добывают из конденсатных месторождений. Они представляют собой смесь сухого газа (более 75 %) и паров конденсата – смеси паров тяжелых углеводородов (бензина, лигроина, керосина). Теплота сгорания попутных и конденсатных газов изменяется от 38 до 63 МДж/м<sup>3</sup>.

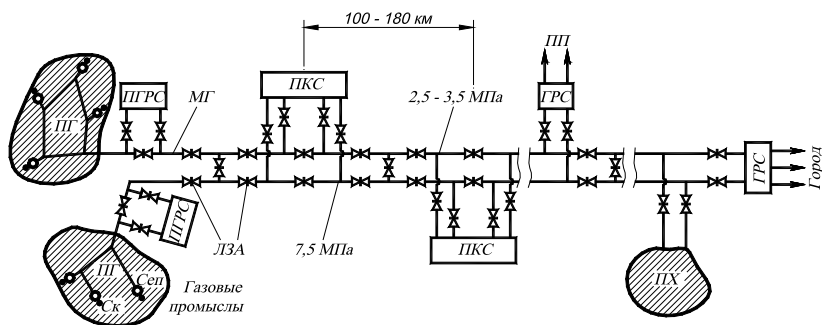
Искусственные газы получают из твердого или жидкого топлива. При термической переработке твердых топлив в зависимости от способа переработки получают газы сухой перегонки и генераторные газы. Теплота сгорания искусственных газов 5–25 МДж/м<sup>3</sup>, они в основном состоят из водорода  $\text{H}_2$ , оксида углерода  $\text{CO}$  и азота  $\text{N}_2$ .

Объем газов зависит от его температуры и давления. Характеристики и объемный расход газов приводятся для нормальных условий – давления 101325 Па и температуры 0°C. Если температура  $t$ , °C, или давление  $p$ , Па, отличаются от нормальных, то объемный расход газа  $V$  приводят к нормальным условиям  $V_0$  по выражению

$$V_0 = V \cdot \frac{273}{273 + t} \cdot \frac{p}{101325} \quad (5.1)$$

Природный газ бесцветен и не имеет запаха. Поэтому в случае утечки его из газопровода в различных помещениях и сооружениях может образовываться газоздушная смесь, которая останется незамеченной. Для того, чтобы утечки газа были своевременно обнаружены, горючие газы *одорируют* – придают им резкий специфический запах. В качестве одоранта применяют этилмеркаптан ( $C_2H_5SN$ ). Количество вводимого в газ одоранта определяют таким образом, чтобы при концентрации в воздухе газа, не превышающей 1/5 нижнего предела взрываемости, ощущался резкий запах одоранта. На практике средняя норма расхода одоранта установлена 16 г на 1000 м<sup>3</sup> газа при нормальных условиях.

На рис. 5.1 показана схема газотранспортной системы.



**Рис. 5.1. Принципиальная схема газотранспортной системы:**

Ск – скважина; Сеп – сепаратор; ПГ – промысловые газопроводы; ПГРС – промысловая газораспределительная станция; МГ – магистральный газопровод; ПКС – промежуточная компрессорная станция; ЛЗА – линейная запорная арматура; ГРС – газораспределительная станция; ПХ – подземное хранилище газа; ПП – промежуточный потребитель

Газ из скважины поступает в сепараторы, где от него отделяются твердые и жидкие механические примеси. Далее по промысловым газопроводам газ поступает в коллекторы и в промысловые газораспределительные станции (ПГРС). Здесь газ вновь очищают в масляных пылеуловителях, осушают, одорируют и снижают давление до 7,5 МПа. После этого газ поступает в магистральные газопроводы, по которым он транспортируется потребителям. По мере движения газа его давление уменьшается, так как потенциальная энергия расходуется на преодо-

ние гидравлических сопротивлений. Поэтому на магистральных газопроводах через каждые 100–180 км располагают промежуточные компрессорные станции, в которых повышается давление газа до 7,5 МПа. Для возможности проведения ремонта не реже чем через каждые 25 км устанавливают линейную запорную арматуру. Для надежности газоснабжения и возможности транспортировки больших потоков газа магистральные газопроводы выполняют в две или несколько ниток. Газопровод или его ответвления заканчивается одной или несколькими газораспределительными станциями (ГРС), которые подают газ населенному пункту или промышленному узлу.

Магистральные газопроводы выполняют из соединяемых сваркой стальных труб диаметром 1220 и 1420 мм. Трубы изготовляют из высококачественных углеродистых и легированных сталей. Использование труб больших диаметров повышает экономичность газотранспортной системы. Оптимальный диаметр газопровода и число компрессорных станций определяют технико-экономическим расчетом.

У бытовых и промышленных потребителей имеет место неравномерность отбора природного газа, которая может иметь часовой или сезонный характер. Для покрытия часовой неравномерности потребления газа используют аккумулирующую емкость последнего участка магистрального газопровода. В ночное время из газопровода отбирают газа меньше, чем его поступает. Количество газа в последнем участке газопровода увеличивается, и давление в нем растет. В периоды, когда отбор газа оказывается больше поступления, используют аккумулированный газ.

Для покрытия сезонной неравномерности потребления газа используются подземные хранилища или специально подобранные потребители-регуляторы, которые в зимний период работают на другом виде топлива. В качестве подземных хранилищ газа используют истощенные газовые и нефтяные месторождения. Если вблизи центров потребления газа такие месторождения отсутствуют, то хранилища сооружают в подземных водоносных пластах.

## 5.2. КЛАССИФИКАЦИЯ ГАЗОПРОВОДОВ

Основным элементом систем газоснабжения являются газопроводы. В зависимости от *максимального давления газа* газопроводы, прокладываемые в городах и населенных пунктах подразделяются на газопроводы низкого, среднего и высокого давления (табл. 5.1).

## Классификация газопроводов

Тип газопровода	Избыточное давление газа, МПа
Низкого давления	< 0,005
Среднего давления	0,005 ... 0,3
Высокого давления II категории	0,3 ... 0,6
Высокого давления I категории	0,6 ... 1,2

Газопроводы низкого давления служат для подачи газа к коммунальным и промышленным потребителям. Газопроводы среднего давления через газорегуляторные пункты (ГРП) или установки (ГРУ) снабжают газом газопроводы низкого давления, а также газопроводы промышленных и коммунально-бытовых предприятий. Газопроводы высокого давления предназначены для транспортировки газа в местные ГРП крупных промышленных предприятий, а также предприятий, технологические процессы которых требуют применения газа высокого давления. Связь между газопроводами различных давлений осуществляется только через ГРП или ГРУ.

Заводские газопроводы делятся на:

– межцеховые, диаметром труб не менее 50 мм, они могут быть надземными и подземными (на территории промышленных и коммунально-бытовых предприятий рекомендуется надземная прокладка газопроводов);

– внутрицеховые, диаметром труб не менее 25 мм, надземные.

Газопроводы выполняются из металлических (стальных, медных и др.) и неметаллических (полиэтиленовых, резиноканевых и др.) труб. Толщина стенки труб для подземного газопровода не менее 2 мм, для надземного – 3 мм. Оптимальная скорость газа в трубах представлена на рис. 5.2. Обычно она равна 20...30 м/с. При превышении этой скорости возникают вибрации и повышенный износ газопровода.

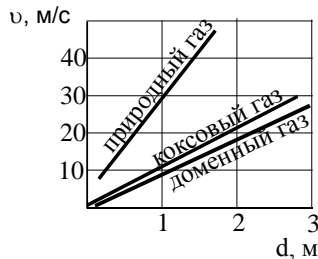


Рис. 5.2. Оптимальная скорость в газопроводной сети

По *принципу построения* распределительные газопроводы, также как и воздухопроводы (см. рис. 2.1), делят на:

- кольцевые;
- тупиковые или радиальные;
- комбинированные или смешанные.

Кольцевые сети представляют собой систему замкнутых газопроводов, благодаря чему достигается более равномерный режим давления газа у всех потребителей, а также обеспечивается возможность отключения при аварии поврежденного участка с возможно меньшим нарушением газоснабжения объектов. Тупиковые сети представляют собой газопровод, разветвляющийся по различным направлениям к потребителям газа. Недостатком этой сети является различная величина давления газа у отдельных потребителей, причем по мере удаления от источника газоснабжения давление газа снижается. Так как питание газом всех сетей происходит только в одном направлении, то возникают затруднения при ремонтных работах. При этом тупиковые сети наиболее просты и дешевы. Наиболее часто применяются смешанные системы, совмещающие в себе элементы кольцевой и тупиковой.

### **5.3. ЗАЩИТА ГАЗОПРОВОДОВ ОТ КОРРОЗИИ**

Газопроводы подвержены внутренней и внешней коррозии – постепенному разрушению их поверхности под химическим и электрохимическим воздействием окружающей среды.

Коррозия внутренних поверхностей труб зависит от содержания агрессивных соединений в газе: кислорода, влаги, сероводорода и др. Борьба с внутренней коррозией сводится к хорошей очистке газа.

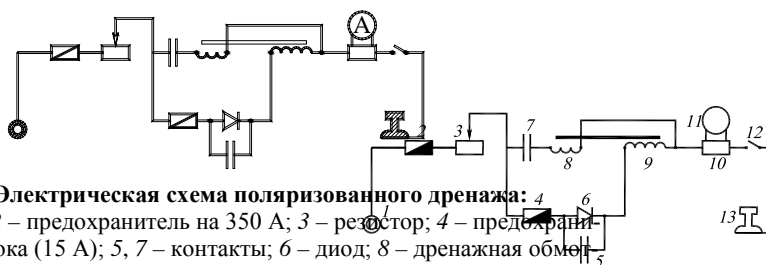
Методы защиты от коррозии внешних поверхностей труб газопроводов делятся на активные и пассивные.

*Пассивные методы* заключаются в изоляции газопровода. Наиболее распространенными изоляционными материалами являются битумно-минеральные и битумно-резиновые мастики. Для усиления изоляции применяют армирующие обертки из гидроизола, бризола или стекловолоконистого материала. В зависимости от числа слоев эмали и усиливающих обертков изоляция бывает нормальная, усиленная и весьма усиленная. Для защиты газопроводов применяют также пластмассовые пленочные материалы (ленты), покрытые подклеивающим слоем.

К *активным методам* защиты относят катодную и протекторную защиту и электрический дренаж.



Основным методом защиты от блуждающих токов является *электрический дренаж*, заключающийся в отводе токов, попавших на газопровод, обратно к источнику. Отвод осуществляется через изолированный проводник, соединяющий газопровод с рельсом электрифицированного транспорта или минусовой шиной тяговой подстанции. При отводе тока прекращается выход ионов металла в грунт и прекращается электрическая коррозия газопровода. Различают прямой, поляризованный и усиленный электрические дренажи. Чаще всего используют поляризованный электрический дренаж. Он обладает односторонней проводимостью от газопровода к рельсам (минусовой шине). При появлении положительного потенциала на рельсах электрическая цепь дренажа автоматически разрывается. Схема универсальной поляризованной дренажной установки показана на рис. 5.3.



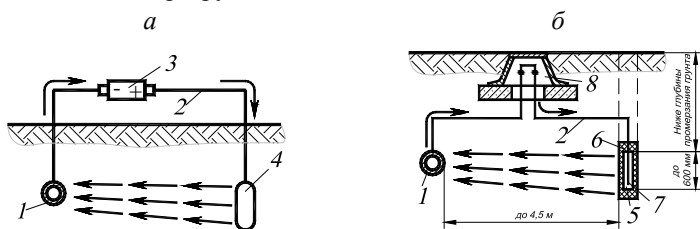
**Рис. 5.3. Электрическая схема поляризованного дренажа:** 1 – газопровод; 2 – предохранитель на 350 А; 3 – резистор; 4 – предохранитель на малую силу тока (15 А); 5, 7 – контакты; 6 – диод; 8 – дренажная обмотка; 9 – включающая обмотка; 10 – шунт амперметра; 11 – амперметр; 12 – рубильник; 13 – рельс

Если газопровод 1 имеет положительный потенциал по отношению к рельсу 13, то электрический ток пойдет через предохранитель 2, сопротивление 3, предохранитель 4, диод 6, включающую обмотку 9, шунт 10, рубильник 12 и попадет на рельс 13. При увеличении разности потенциалов до 1...1,2 В контактор замкнет контакты 7 и 5 и дренаж тока увеличивается, ток потечет по основной дренажной цепи через обмотку 8, а по ответвлению к диоду – через шунтирующие контакты 5. При снижении разности потенциалов до 0,1 В контакты разомкнутся и дренажная цепь разорвется. Если потенциал рельса будет выше потенциала газопровода, диод 6 тока не пропустит.

Дренажная установка размещается в небольшом металлическом шкафу и способна защитить до 5...6 км газопровода.

Для защиты газопроводов от почвенной коррозии применяют *катодную защиту*. При катодной защите на газопровод накладывают отрицательный потенциал, т.е. переводят весь защищаемый участок газопровода в катодную зону (рис. 5.4а).

В качестве анодов применяют малорастворимые материалы (чугунные, железокремниевые, графитовые), а также отходы черного металла, которые помещают в грунт вблизи газопровода. Отрицательный полюс источника постоянного тока соединяют с газопроводом, а положительный – с анодом. Таким образом, при катодной защите возникает замкнутый контур электрического тока, который течет от положительного полюса источника питания по изолированному кабелю к анодному заземлению, от анодного заземления ток растекается по грунту и попадает на защищаемый газопровод, далее он течет по газопроводу, а от него по изолированному кабелю возвращается к отрицательному полюсу источника питания. В результате газопровод, являющийся катодом, не корродирует, а анодный заземлитель вследствие электрохимического процесса постепенно разрушается.



**Рис. 5.4. Схемы защиты газопроводов от почвенной коррозии:**

*а* – схема катодной защиты; *б* – схема протекторной защиты;

1 – защищаемый газопровод; 2 – соединительные кабели; 3 – источник постоянного тока; 4 – заземлитель-анод; 5 – протектор; 6 – активатор;

7 – стальной сердечник; 8 – контрольный пункт

Электрический потенциал, накладываемый на газопровод, составляет 1,2...1,5 В.

Катодная защита эффективна на магистральных газопроводах, где допустим высокий защитный потенциал, и может защищать участок газопровода от 1 до 20 км. В городских условиях при ограниченном защитном потенциале защитная зона одной установки не превышает нескольких сотен метров.

При *протекторной защите* участок газопровода превращают в катод без постороннего источника тока, а в качестве анода используют металлический стержень, помещенный в грунт рядом с газопроводом (рис. 5.4б). Между газопроводом и анодом устанавливается электрический контакт. В качестве анода могут использоваться цинк, магний, алюминий и их сплавы. В образованной гальванической паре корродирует протектор (анод), а газопровод защищается от коррозии. Защитная зона одного протектора в зависимости от грунта составляет от 1 до 70 м.

Для уменьшения повреждения блуждающими токами больших участков газопроводов их электрически секционируют посредством установки *изолирующих фланцев*. Такое фланцевое соединение имеет диэлектрическую прокладку из технической морозостойкой резины или текстолита. Крепящие болты устанавливают в текстолитовых или резиновых трубках. Под стальные шайбы на болты надевают изолирующие шайбы из резины, текстолита или хлорвинила. Сопrotивление изолирующих фланцев должно быть не менее 2 кОм.

Изолирующие фланцы устанавливают на стояках вводов к потребителям, на надземных и надводных переходах газопроводов через препятствия, на вводах и выводах в ГРС, ГРП и ГРУ.

Для подземных газопроводов наиболее эффективна комплексная защита от коррозии, сочетающая пассивную защиту в виде изоляционных покрытий с активными электрическими методами защиты.

Для защиты надземных газопроводов от атмосферной коррозии на них наносят лакокрасочные покрытия.

#### **5.4. СООРУЖЕНИЯ СИСТЕМ ГАЗОСНАБЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ**

Система газоснабжения промышленного предприятия предназначена для получения горючего газа из внешнего газопровода или заводского источника и доставки его потребителям с учетом требуемого давления и расхода. Она представляет собой комплекс сооружений, трубопроводов, регулирующих, продувочных и других устройств, обеспечивающих:

- приемку природного газа в заводскую газовую сеть из магистрального газопровода, или от ГРС, или от городских газовых сетей, поддержание его параметров в межцеховых и внутрицеховых сетях и подачу газа потребителям;

- приемку в автономную систему заводских газопроводов искусственных горючих газов, их очистку, поддержание параметров, необходимых потребителям, смешение с другими горючими газами, транспортировку и подачу к потребителям;

- производство искусственных горючих газов на заводских газогенераторных станциях (ГГС), их очистку, повышение давления и подачу к потребителям.

Рассмотрим сооружения, входящие в систему газоснабжения.

*Газораспределительные станции (ГРС)* – непосредственно в состав системы газоснабжения предприятия не входят, но могут быть источни-

ком газа для них. Служат для снижения и поддержки на заданном уровне давления газа, его учета и очистки.

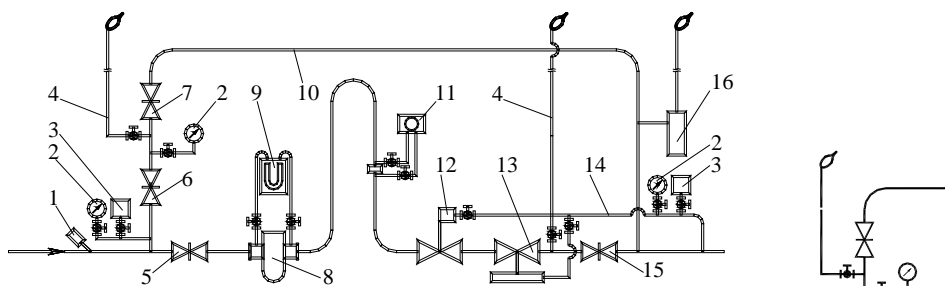
Газорегуляторные пункты (ГРП), установки (ГРУ) и шкафы (ГРШ) предназначены для снижения давления газа и поддержания его на необходимом в эксплуатации уровне независимо от изменений потребления газа и его давления перед регуляторными пунктами и установками. Одновременно с этим ГРП, ГРУ и ГРШ выполняют следующие функции:

- прекращают подачу газа при повышении или понижении давления после регулятора сверх заданных пределов;
- очищают газ от механических примесей;
- производят учет расхода газа;
- обеспечивают возможность контроля за входным и выходным давлением газа и его температурой.

ГРП находятся, как правило, в отдельных зданиях или в пристройках к зданиям и обслуживают группу потребителей. ГРУ и ГРШ обслуживают один объект и монтируются непосредственно у него. ГРП располагаются в отдельных строениях, ГРШ имеют шкафовое исполнение. Не разрешается устанавливать ГРП, ГРУ и ГРШ в подвальных и полуподвальных помещениях и колодцах.

В зависимости от входного давления выделяют ГРП и ГРУ среднего давления (от 0,005 до 0,3 МПа) и высокого давления (от 0,3 до 1,2 МПа).

Принципиальная схема ГРП представлена на рис. 5.5.

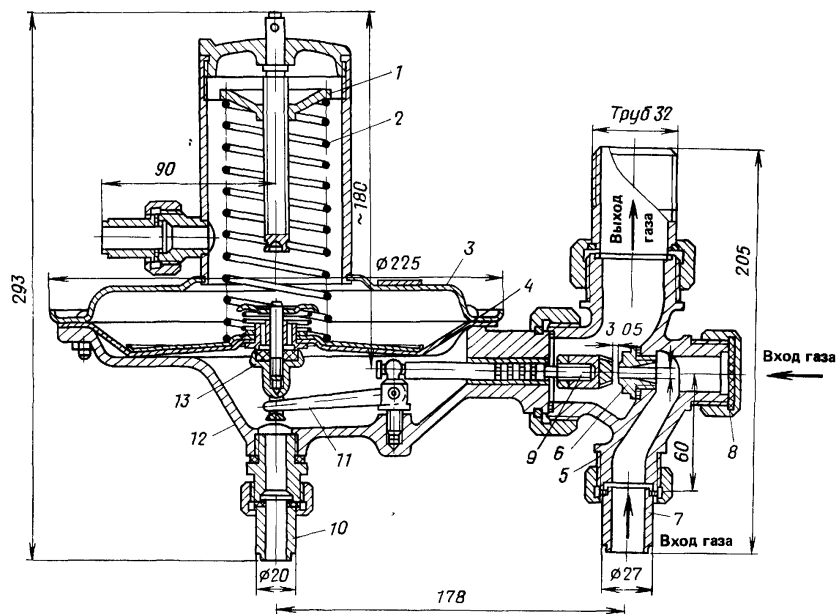


**Рис. 5.5. Принципиальная схема газорегуляторного пункта:**

- 1 – термометр; 2 – показывающий манометр; 3 – регистрирующий манометр; 4 – продувочный трубопровод; 5 – отключающее устройство на входе; 6, 7 – задвижки на байпасе; 8 – фильтр; 9 – дифманометр; 10 – обходной газопровод (байпас); 11 – расходомер; 12 – предохранительный запорный клапан; 13 – регулятор давления; 14 – импульсный газопровод выходного давления; 15 – отключающее устройство на выходе; 16 – предохранительный сбросной клапан

Основным устройством ГРП (ГРУ) является *регулятор давления*. Регулятор давления автоматически снижает давление газа и поддерживает его постоянным на заданном уровне независимо от расхода газа и колебаний давления на входе. Элементами регулятора давления являются дроссельный орган (клапан), чувствительный элемент (мембрана) и управляющий элемент (пружина или командный прибор).

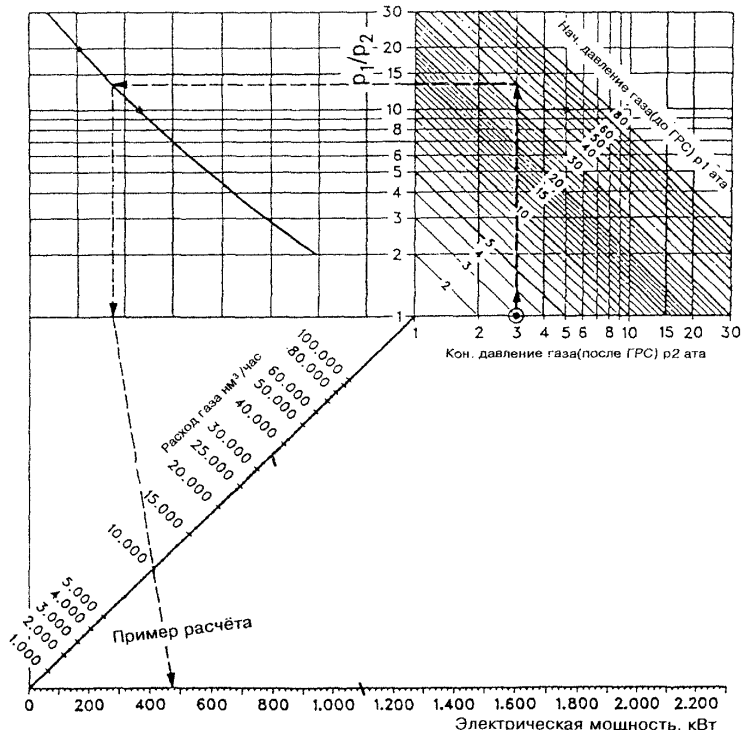
По принципу действия различают регуляторы прямого и непрямого действия. В *регуляторах прямого действия* (рис. 5.6) импульс конечного давления воздействует на чувствительный элемент и связанный с ним дроссельный орган непосредственно. В *регуляторах непрямого действия* изменение конечного давления воздействует на чувствительный элемент и связанный с ним дроссельный орган через посредство вспомогательного механизма. По принципу воздействия на регулирующий орган они делятся на пневматические, гидравлические и электрические.



**Рис. 5.6. Регулятор давления прямого действия РД-32М:**

- 1 – регулировочная гайка; 2 – регулировочная пружина; 3 – крышка мембраны;
- 4 – мембрана; 5 – вентильный корпус; 6 – седло; 7 – ниппель с накладной гайкой;
- 8 – пробка; 9 – клапан; 10 – импульсная трубка; 11 – коленчатый рычаг;
- 12 – корпус; 13 – предохранительно-сбросной клапан

При снижении давления с помощью дроссельного клапана происходит потеря потенциальной энергии газа. Теряемую энергию можно использовать для выработки электроэнергии, заменяя дроссельные клапаны на детандер-генераторные агрегаты (ДГА) на базе газорасширительных турбин или поршневых машин и электрических генераторов. Детандерная установка на базе ГРС постоянной суточной производительности 100 тыс. м<sup>3</sup>, снижающая давление газа с 1,2 до 0,3 МПа, позволяет обеспечить электрическую мощность генератора около 150–200 кВт (рис. 5.7). В настоящее время ДГА широко используются на предприятиях Западной Европы. Первый в России комплекс из двух агрегатов ДГА мощностью 5 МВт каждый введен в эксплуатацию в 1994 году на ТЭЦ-21 «Мосэнерго». Сейчас подобные агрегаты работают на ряде ГРЭС и ТЭЦ России, Украины, Белоруссии.



**Рис. 5.7. Номограмма расчета эффективности использования установки редуцирования давления газа\***

\* Михайлов-Вагнер А. // Цемент и его применение. – 1999, № 2. – С. 11.

Газ при расширении значительно охлаждается. Например, при понижении давления с 1,2 до 0,3 МПа температура газа снижается на 50–60°С. Чтобы температура не снижалась ниже точки росы для данного газа, его необходимо предварительно осушать или подогреть.

*Газовые фильтры* устанавливаются в ГРП и ГРУ перед предохранительными запорными клапанами и регуляторами давления. Они предназначены для очистки газа от пыли, ржавчины и других твердых частиц.

На газопроводах с условным проходом более 50 мм применяют сварные фильтры. По перепаду давления до и после фильтра можно судить о его загрязненности, если перепад превышает максимально допустимый (10 кПа для сварных фильтров), производят очистку или замену кассеты с фильтрующим материалом. На газопроводах с условным проходом до 50 мм устанавливают сетчатые фильтры, в которых фильтрующим элементом является обойма, обтянутая мелкой сеткой.

*Предохранительные запорные клапаны* (ПЗК) предназначены для автоматического прекращения подачи газа к потребителям в случае недопустимого повышения или понижения его давления относительно заданных пределов. В ГРП и ГРУ предохранительно-запорные клапаны устанавливают на газопроводе перед регулятором давления, а импульс конечного давления к нему подводят от контролируемой точки газопровода за регулятором. ПЗК настраивается так, чтобы подача газа прекращалась:

- при давлении, превышающем максимально допустимое рабочее давление газа в газопроводе за регулятором на 25%;
- при понижении давления до минимально возможного по конструктивным характеристикам ПЗК, либо до давления, на 200...300 Па (при низком давлении) или на 2000...3000 Па (при среднем давлении) большего того, при котором может прекратиться горение газа у горелок или произойти проскок пламени в них.

*Предохранительный сбросной клапан* предназначен для стравливания в атмосферу газа из газопровода за регулятором в случае кратковременного повышения давления в нем при резком уменьшении расхода газа потребителями или внезапном повышении давления перед регулятором. Это предотвращает срабатывание в таких случаях предохранительного запорного клапана (ПЗК).

Существует несколько типов сбросных устройств, отличающихся по конструкции, габаритам, принципу действия и области применения: гидравлические, рычажно-грузовые, пружинные и мембранно-пружинные. Одни из них применяют только для низкого давления (гидрозатворы), другие – как для низкого, так и для среднего (мембранно-

пружинные). Наибольшее применение на газопроводах среднего и низкого давления нашли предохранительные пружинные сбросные клапаны ПСК, которые изготавливаются на условный проход 25 и 50 мм.

*Обводной газопровод (байпас)* с двумя последовательно размещенными запорными устройствами предназначен для подачи газа потребителю во время ремонта или ревизии оборудования. Между запорными устройствами на байпасе устанавливают продувочный газопровод.

Для измерения расхода газа применяются *ротационные счетчики* (рис. 5.8), измерительные сопла и трубы Вентури для небольших расходов и *измерительные диафрагмы* (рис. 5.9) для больших расходов.

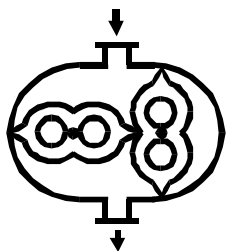


Рис. 5.8. Ротационный расходомер

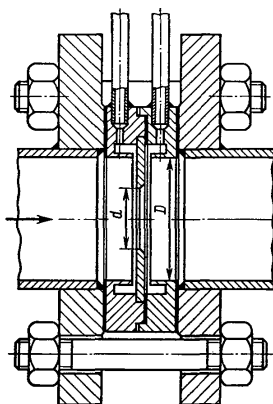


Рис. 5.9. Камерная диафрагма

В измерительных диафрагмах при прохождении газа через сужающее устройство происходит частичный переход потенциальной энергии давления в кинетическую энергию скорости. Поэтому в суженном сечении статическое давление будет меньше давления перед сужающим устройством. Разность давлений перед сужающим устройством и после него, измеряемая при помощи дифманометра, называется перепадом давления. Этот перепад будет тем больше, чем больше скорость или расход протекающего газа. Зависимость между перепадом давления и расходом газа выражается формулой

$$V = k \cdot \sqrt{\Delta p}, \quad (5.2)$$

где  $V$  – расход газа;  $k$  – коэффициент, постоянный для данной диафрагмы;  $\Delta p$  – перепад давления.



Кроме того, в комплект ГРП (ГРУ) входят *сбросные и продувочные трубопроводы*, предназначенные для сброса газа в атмосферу от предохранительных сбросных клапанов и продувки газопроводов и оборудования; *контрольно-измерительные приборы* – манометры для измерения давления до и после фильтра, после регулятора и термометры для измерения температуры газа; *импульсные трубки*, предназначенные для соединения отдельных элементов оборудования между собой и с контролируемыми точками газопроводов, а также для присоединения средств измерения к газопроводам в контролируемых точках.

*Газосмесительные станции (ГСС)* – служат для смешения двух или более горючих газов, как правило искусственного и природного. Обычно смешение происходит по заданной теплоте сгорания смеси.

*Газоповысительные станции (ГПС)* – повышают давление газа компрессорами или газодувками, применяется для отдельных потребителей, требующих большее давление газа, чем имеется в сети.

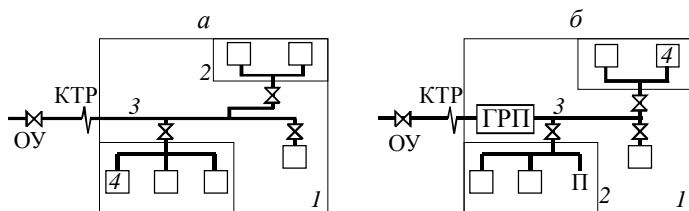
*Отключающие устройства (ОУ)* служат для перекрытия газопровода. Они обязательно устанавливаются на входе в сеть. Согласно нормативам для оперативного отключения газа в экстренных случаях отключающие устройства должны размещаться в легкодоступном месте вне пределов предприятия, а для цехов – за пределами цеха.

В качестве отключающих устройств используются задвижки или краны. Задвижки обладают плохой герметичностью, но могут осуществлять плавную регулировку подачи газа. Около задвижки на газопроводах устанавливают компенсатор температурного расширения (КТР), *U*-образный или линзовый.

## **5.5. СХЕМЫ ГАЗОСНАБЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ**

Схемы системы газоснабжения разделяются на одноступенчатые, когда давления внутризаводского газопровода и газа у потребителей равны, и многоступенчатые, в которых давление внутризаводского газопровода выше, чем необходимо потребителям.

*Одноступенчатые системы газоснабжения* характеризуются одинаковым давлением газа во всей распределительной сети. В этих системах сеть непосредственно присоединяется к городской распределительной сети или газопроводу (рис. 5.10а) или давление газа, отбираемого из магистральной сети, снижается на входе в сеть в газорегуляторном пункте ГРП (рис. 5.10б).



**Рис. 5.10. Одноступенчатые системы газоснабжения:**

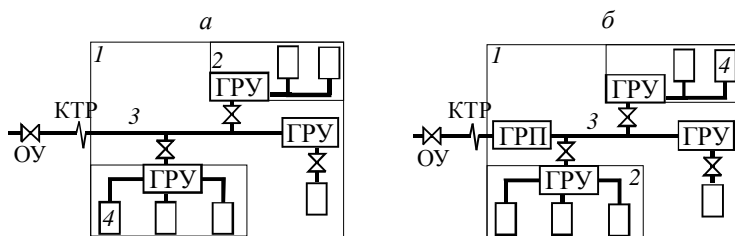
1 – границы предприятия; 2 – границы цеха; 3 – межцеховой газопровод;  
4 – потребители

Эти системы применяются только для небольших предприятий, так как:

а) сеть низкого давления имеет низкую пропускную способность;

б) изменение режима работы одного из потребителей влияет на давление газа в сети и, значит, на работу других потребителей – при увеличении отбора газа давление в сети падает, при уменьшении или прекращении отбора – возрастает.

*Многоступенчатые системы* включают заводской газопровод среднего или высокого давления и газорегуляторные установки (ГРУ) для уменьшения давления перед потребителями (рис. 5.11).



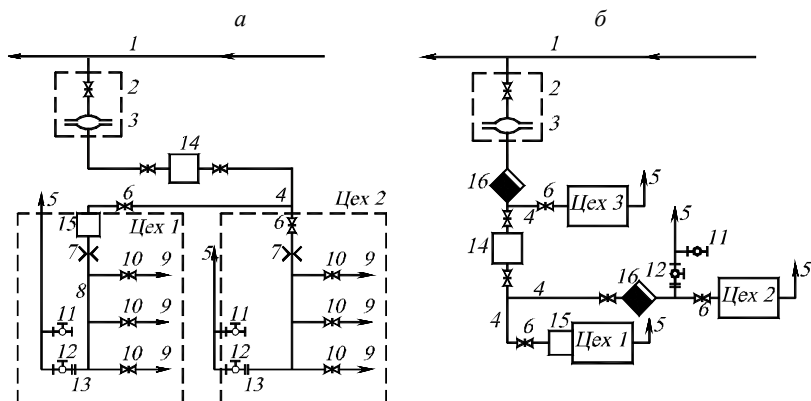
**Рис. 5.11. Многоступенчатые системы газоснабжения**

(обозначения согласно рис. 5.10)

Преимущество таких систем в более высоком давлении газа в межцеховом газопроводе, а значит его меньшем диаметре и стоимости. Так же ГРУ позволяет поддерживать стабильное давление у потребителей, не зависящее от общей нагрузки сети и работы других потребителей. В многоступенчатых системах давление внутризаводского газопровода может соответствовать давлению внешнего газопровода, к которому подсоединено предприятие (см. рис. 5.11а), или внешний газопровод может иметь более высокое давление (см. рис. 5.11б).

Многоступенчатые системы по числу ступеней давления классифицируются на:

- двухступенчатые с подачей газа потребителям по газопроводам двух типов (например среднего и низкого, высокого и низкого, высокого и среднего давления, рис. 5.12а);
- трехступенчатые, включающие газопроводы низкого, среднего и высокого, до 0,6 МПа, давления (рис. 5.12б);
- четырехступенчатые, состоящие из газопроводов высокого давления I и II категорий, газопроводов среднего и низкого давлений.



**Рис. 5.12. Многоступенчатые схемы газоснабжения:**

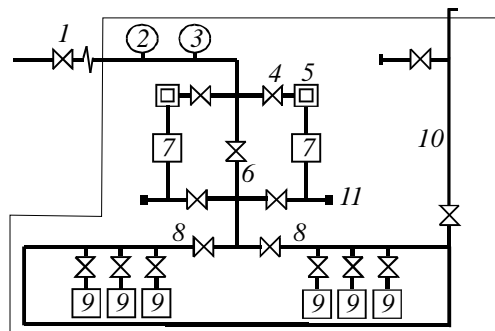
*а* – двухступенчатая; *б* – трехступенчатая;

*1* – городской газопровод; *2* – главная задвижка; *3* – компенсатор температурного расширения; *4* – межцеховые газопроводы; *5* – продувочная свеча; *6* – цеховая задвижка; *7* – расходомер; *8* – внутрицеховые газопроводы; *9* – обязательные газопроводы потребителей; *10* – главная задвижка потребителей; *11* – пробоотборный кран; *12* – кран на свече; *13* – заглушка; *14* – центральный ГРП завода; *15* – ГРП цеха; *16* – конденсатосборник

Трехступенчатые и четырехступенчатые системы применяют для газоснабжения крупных городов и предприятий.

Схема подключения потребителей к межцеховому газопроводу показана на рис.5.12. Потребители подключаются к тупиковым ответвлениям, для особо ответственных агрегатов подключение кольцевое. Все газовые линии обязательно заканчиваются продувочным газопроводом. Продувка осуществляется после подключения сети к газопроводу для удаления из нее воздуха до тех пор, пока содержание кислорода в пробе, взятой в конце линии, не станет меньше 1%.

Схема внутрицехового газопровода с пунктом измерения расхода газа приведена на рис 5.13. Пункты измерения расхода газа устанавливаются как на входе в предприятие, так и в каждом цехе и перед крупными потребителями газа.



**Рис. 5.13. Внутрицеховой газопровод:**

1 – отключающее устройство на входе; 2 – манометр; 3 – термометр; 4 – отключающее устройство с КТР; 5 – фильтр; 6 – обводной газопровод; 7 – газовые счетчики (установленные параллельно); 8 – внутрицеховые ответвления; 9 – потребители газа; 10 – продувочная линия; 11 – штуцер для проверки сети

На крупных агрегатах – потребителях газа – устанавливаются обвязочные газопроводы. Оборудование, установленное на них, выполняет следующие задачи:

- отключение и регулирование расхода газа;
- предотвращение утечки газа в неработающий агрегат;
- блокировка подачи газа и воздуха при возникновении аварийных ситуаций, например, падении давления дутьевого воздуха;
- обеспечение продувки и проверки герметичности системы.

На обвязочных газопроводах устанавливают задвижки (краны):

- *главные* – для отключения от сети всего агрегата;
- *контрольные* – для отключения одной горелки;
- *рабочие* – для регулирования производительности горелки.

Краны (рис. 5.14) обеспечивают большую герметичность отключения, чем задвижки, но с их помощью трудно обеспечить плавное регулирование расхода газа. Краны применяются для газопроводов малых диаметров, а задвижки – на газопроводах с диаметром 50 мм и более и для регулирования подачи газа в горелки котлов и печей. На газопрово-

дах давления до 0,6 МПа устанавливаются чугунные задвижки, при более высоком давлении – стальные. Параллельными задвижками оборудуют газопроводы низкого и среднего давления, клиновыми – любые газопроводы.

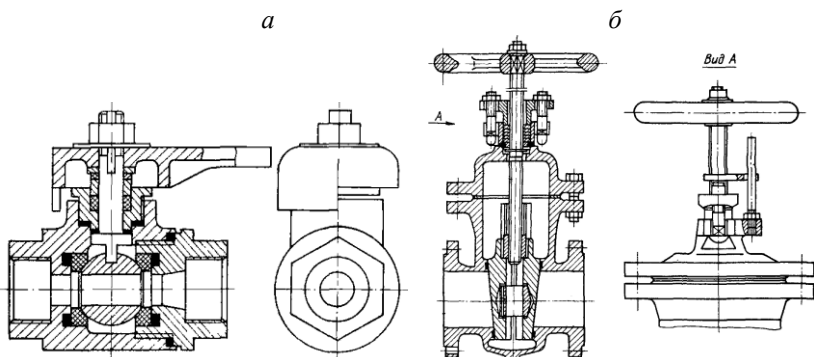
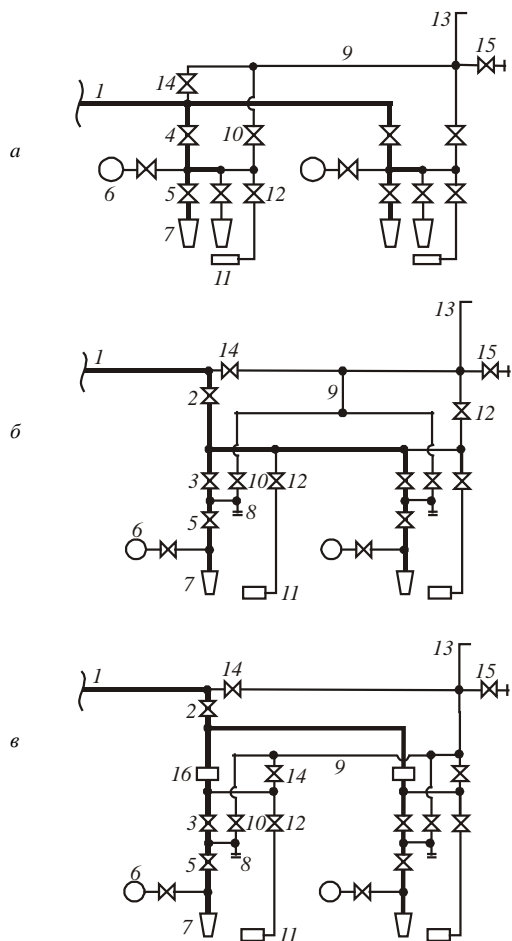


Рис. 5.14. Запорная арматура: а – кран шаровой; б – задвижка клиновья

Для предотвращения утечки газов в агрегат через закрытые задвижки (которые не обладают абсолютной герметичностью) устраивается трубопровод безопасности, соединяющий линию после главной и контрольной задвижки с продувочной линией. Задвижки трубопровода безопасности открываются при временном закрытии соответствующей рабочей или контрольной задвижки. Таким образом при закрытых главной и контрольной задвижке газ, поступающий в пространство между ними, попадает не в агрегат, а через линию безопасности и продувочную линию уходит в атмосферу. При длительном отключении потребителей между фланцами запорной арматуры устанавливаются заглушки.

Схема обвязочного газопровода на агрегатах с инжекционными горелками низкого давления представлена на рис. 5.15а, а на агрегатах с инжекционными горелками среднего и высокого давления – на рис 5.15б. Вторая схема отличается от первой разделением рабочих и контрольных задвижек и наличием штуцера для присоединения переносного манометра или подключения источника сжатого воздуха для проверки сети.

Схема обвязочного газопровода на агрегатах с дутьевыми горелками представлена на рис. 5.15в. Ее отличие от второй схемы в том, что после главной задвижки находится клапан-отсекатель для блокировки подачи газа при снижении давления воздуха, подаваемого на горение.



**Рис. 5.15. Обязачный газопровод:**

*а* – на агрегатах с инжекционными горелками низкого давления;

*б* – агрегатах с инжекционными горелками среднего и высокого давления;

*в* – на агрегатах с дутьевыми горелками;

*1* – подводящий газопровод; *2* – главная задвижка; *3* – контрольная задвижка;  
*4* – совмещенная главная и контрольная задвижка; *5* – рабочая задвижка; *6* – манометр; *7* – горелки; *8* – штуцер с нагрузкой для проверки сети; *9* – газопровод безопасности, совмещенный с продувочной линией; *10* – задвижка газопровода безопасности и продувочной линии; *11* – запальник; *12* – задвижка запальника; *13* – продувочная линия; *14* – задвижка продувочной линии; *15* – пробноотборный кран; *16* – клапан блокировки подачи газа

## 5.6. РЕЖИМ РАБОТЫ СЕТИ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Назначением систем газоснабжения является доставка газообразного топлива с давлением, необходимым потребителям. Обеспечение постоянного давления является крайне важным фактором, так как изменение давления приводит к изменению расхода газа, что для топливосжигающих устройств технологических агрегатов недопустимо.

Колебание давления газа в сети (при постоянном давлении на входе в нее) происходит из-за неравномерности нагрузки сети, происходящей вследствие переменных режимов работы подключенных к сети потребителей. Пусть потребитель работает с расходом  $Q$  и давлением  $p$ . Расход газа обычно в технологических агрегатах снижать нельзя, но допускается перегрузка, характеризующаяся расходом газа  $Q_n$ :

$$Q_n = \alpha Q. \quad (5.3)$$

где  $\alpha$  – коэффициент перегрузки, обычно равный 1,05...1,2.

Так как давление перед горелками пропорционально квадрату расхода газа, то расходу газа при перегрузке  $Q_n$  будет соответствовать давление  $p_n$ , и

$$\frac{p_n}{p} = \frac{Q^2}{Q_n^2} = \alpha^2. \quad (5.4)$$

Допустимые колебания давления газа у потребителей  $\Delta p$  в этом случае

$$\Delta p = p_n - p = (\alpha^2 - 1)p. \quad (5.5)$$

Давление перед потребителем определяется давлением на входе в сеть  $p_0$  и потерями давления в сети. Пусть нагрузка сети изменяется от  $Q_{\min}$  до  $Q_{\max}$ , причем

$$Q_{\min} = \beta Q_{\max}, \quad (5.6)$$

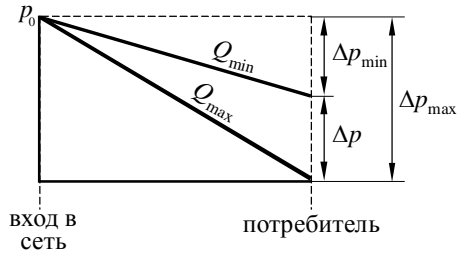
где  $\beta$  – коэффициент неравномерности потребления газа, обычно для промышленных предприятий равный 0,5...0,7.

Сопrotивление сети при нагрузке  $Q_{\min}$  будет  $\Delta p_{\min}$ , а при  $Q_{\max}$  –  $\Delta p_{\max}$  (рис. 5.16).

Уравнение сопротивления сети  $\Delta p_c$  при перемещении сжимаемой среды имеет вид

$$\Delta p_c = A Q^n, \quad (5.7)$$

где  $A$  – коэффициент динамического сопротивления;  $n$  – показатель степени ( $n \leq 2$ , для газовой сети обычно  $n = 1,79$ ).



**Рис. 5.16. Потери давления в сети при минимальном и максимальном расходе газа**

Отсюда уравнение, определяющее изменение давления перед потребителем  $\Delta p$  при изменении расхода газа в сети, имеет вид:

$$\begin{aligned} \Delta p &= \Delta p_{\max} - \Delta p_{\min} = A Q_{\max}^n - A Q_{\min}^n = A(1 - \beta^n) Q_{\max}^n = \\ &= (1 - \beta^n) \Delta p_{\max}. \end{aligned} \quad (5.8)$$

Таким образом изменение давления у потребителя должно быть равно изменению сопротивления сети при колебании нагрузки в ней. Объединяя выражения (5.5) и (5.8) получаем:

$$\frac{\Delta p_{\max}}{p} = \frac{\alpha^2 - 1}{1 - \beta^n}. \quad (5.9)$$

Это уравнение определяет *расчетный перепад давления* сети  $\Delta p_{\max}$ , то есть требуемое сопротивление сети при расходе газа  $Q_{\max}$ . Отсюда определяется необходимое давление  $p_0$  на входе в сеть:

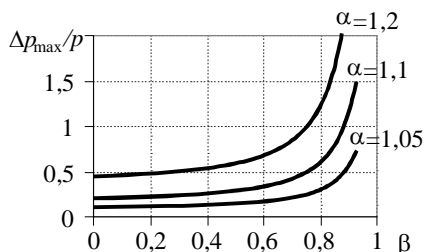
$$p_0 = p + \Delta p_{\max}. \quad (5.10)$$

По расчетному перепаду давления  $\Delta p_{\max}$  определяется диаметр труб, обеспечивающих это сопротивление. Таким образом, расчет газопроводов заключается не в минимизации затрат на транспортировку газа, а в обеспечении требуемого режима работы потребителей с учетом колебаний нагрузки сети.

Рассмотрим график зависимости расчетного перепада давлений от неравномерности нагрузки сети  $\beta$  и допустимой нагрузки потребителя (рис. 5.17). При сильной неравномерности загрузки, то есть при коэффициенте неравномерности  $\beta < 0,5$ , расчетный перепад давления практически не изменяется, после превышения  $\beta = 0,5$  влияние начинает резко возрастать. Большое сопротивление сети требует меньшего диа-



метра труб, поэтому затраты на газопровод уменьшаются при увеличении  $\beta$  (уменьшении колебания нагрузки), но при этом одновременно увеличивается требуемое давление  $p_0$  на входе в сеть.



**Рис. 5.17. Расчетный перепад давления в зависимости от коэффициентов перегрузки  $\alpha$  и неравномерности  $\beta$**

Регулирование газовой сети осуществляется установкой и поддержанием на заданном уровне начального давления  $p_0$ . Начальное давление выбирается в зависимости от расчетного перепада  $\Delta p_{\max}$ , то есть по коэффициенту неравномерности работы сети  $\alpha$  и допустимой перегрузки потребителей  $\beta$ . Так как нагрузка сети может меняться (ежесуточно, еженедельно, ежемесячно), то для каждого режима рассчитывается перепад давления

$$\Delta p_{\max i} = \Delta p_{\max} x_i^n, \quad (5.11)$$

где  $x_i$  – коэффициент отношения текущей средней нагрузки к максимально возможной средней нагрузке в другие периоды времени. Пример расчета перепада по кварталам года при  $n = 1,79$  приведен в табл. 5.2.

Таблица 5.2

**Расчетный перепад давления**

Квартал	I	II	III	IV
Средняя нагрузка	1260	1150	990	1120
$x_i$	1	0,913	0,785	0,89
$\Delta p_{\max i} / \Delta p_{\max}$	1	0,849	0,649	0,810

В зависимости от перепада давления устанавливается начальное давление  $p_{0i}$  в заданный отрезок времени:

$$p_{0i} = p + \Delta p_{\max i}. \quad (5.12)$$

## 5.7. РАСЧЕТ ГАЗОПРОВОДНЫХ СЕТЕЙ

Падение давления  $\Delta p$ , Па, в газопроводах низкого давления из-за трения о стенки в зависимости от режима движения газа по газопроводу определяется по уравнению Дарси при постоянной плотности газа

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2} \rho = 0,81 \lambda \frac{L}{d^5} Q^2 \rho, \quad (5.13)$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения;  $L$  – длина газопровода постоянного диаметра, м;  $d$  – внутренний диаметр газопровода, м;  $v$  – скорость газа, м/с;  $\rho$  – плотность газа, кг/м<sup>3</sup>;  $Q$  – расход газа, м<sup>3</sup>/с;

При гидравлическом расчете газопроводов среднего и высокого давлений необходимо учитывать изменение плотности из-за изменения давления. Интегрируя дифференциальное уравнение Дарси на интервале от начального давления  $p_1$  до конечного давления  $p_2$ , получаем выражение для сопротивления газопроводов среднего и высокого давления при давлении до 1,2 МПа:

$$p_1^2 - p_2^2 = 1,64 \cdot 10^5 \lambda \frac{Q^2}{d^5} \frac{T}{T_0} \rho_0 L, \quad (5.14)$$

где  $\rho_0$  – плотность газа при нормальных условиях, кг/м<sup>3</sup>;  $T$ ,  $T_0$  – температура газа при рабочих и нормальных условиях, К.

Коэффициент трения  $\lambda$  определяется в зависимости от режима течения:

ламинарный ( $Re \leq 2000$ ) .....  $\lambda = 64/Re$   
 критический ( $Re = 2000 \dots 4000$ ) .....  $\lambda = 0,0025 Re^{0,333}$   
 турбулентный ( $Re > 4000$ ) .....  $\lambda = 0,11 \cdot (k_s/d + 68/Re)^{0,25}$ , где  $k_s$  – абсолютная эквивалентная шероховатость стенки труб.

Потери давления в местных сопротивлениях при расчете газопроводов небольшой протяженности и сложной конфигурации, например, внутрицефовых, могут быть учтены через эквивалентные длины  $l_3$

$$l_3 = \frac{d \sum \xi}{\lambda}. \quad (5.15)$$

Расчетная длина газопровода  $L$  определяются как сумма фактической и эквивалентной длин.

Потери в местных сопротивлениях распределительных газопроводов большой протяженности обычно принимают равными 5...10 % от потерь на трение.

Для облегчения расчетов газопроводов низкого давления обычно прибегают к предварительно составленным расчетным таблицам, а га-

зопроводов среднего и высокого давления – к номограммам, приводимым в справочной литературе. Все таблицы и номограммы составлены для наиболее распространенных в газовой технике труб.

Задачей *расчета тупиковых разветвленных сетей* является определение диаметров газопроводов, обеспечивающих заданное одинаковое давление у потребителей, то есть обеспечение одинаковых потерь давления во всех линиях от входа до каждого потребителя.

В тупиковой разветвленной сети газ поступает к потребителям по единственно возможному пути (рис. 5.18).

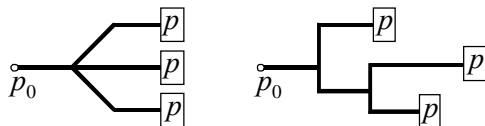


Рис. 5.18. Радиальная (тупиковая) сеть

Порядок расчета сети следующий.

1. По максимальному расходу газа определяется расчетный перепад давления  $\Delta p_{\max}$ , и по нему – давление на входе в сеть  $p_0$ .

2. Сеть разбивается на участки с одинаковым расходом.

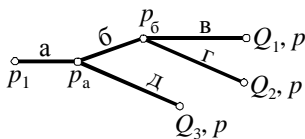
3. Для каждого участка записывается уравнение сопротивления (при условии  $T = T_0$ )

$$p_1^2 - p_2^2 = 1,64 \cdot 10^5 \lambda \frac{Q^2}{d^5} \rho_0 (1 + k) L, \quad (5.16)$$

где  $k$  – коэффициент, учитывающий местные сопротивления (0,05...0,1).

4. Получается система уравнений с неизвестными – диаметрами участков  $d$  и давлениями в узлах (местах соединений участков). Величины давления на входе в сеть  $p_0$  и у потребителей  $p$  считаются заданным. Если число уравнений меньше числа неизвестных, количество последних уменьшают, задавая давление в узлах. Эти давления подбирают таким образом (например, рассчитывая несколько вариантов), чтобы металлоемкость сети была минимальной.

*Пример.* Для сети (рис. 5.19) даны необходимое давление  $p$ , расходы газа  $Q_1, Q_2, Q_3$  у потребителей, длины участков  $l_a, l_b, l_b, l_r, l_d$ .



### Рис. 5.19. Пример расчета радиальной сети

Порядок расчета сети следующий.

1. Определяются расчетный перепад давления  $\Delta p_{\max}$  и давление на входе в сеть  $p_0 = p + \Delta p_{\max}$ .

2. Определяются расходы газа:

$$\text{участок а: } Q_a = Q_1 + Q_2 + Q_3;$$

$$\text{участок б: } Q_b = Q_1 + Q_2;$$

$$\text{участок в: } Q_v = Q_1;$$

$$\text{участок г: } Q_r = Q_2;$$

$$\text{участок д: } Q_d = Q_3$$

3. Записываются уравнения сопротивлений для участков:

$$\text{Участок а: } p_0^2 - p_a^2 = 1,64 \cdot 10^5 \lambda \frac{Q_a^2}{d_a^5} \rho_0 (1 + k) l_a;$$

$$\text{Участок б: } p_a^2 - p_b^2 = 1,64 \cdot 10^5 \lambda \frac{Q_b^2}{d_b^5} \rho_0 (1 + k) l_b;$$

$$\text{Участок в: } p_b^2 - p^2 = 1,64 \cdot 10^5 \lambda \frac{Q_v^2}{d_v^5} \rho_0 (1 + k) l_v;$$

$$\text{Участок г: } p_b^2 - p^2 = 1,64 \cdot 10^5 \lambda \frac{Q_r^2}{d_r^5} \rho_0 (1 + k) l_r;$$

$$\text{Участок д: } p_b^2 - p^2 = 1,64 \cdot 10^5 \lambda \frac{Q_d^2}{d_d^5} \rho_0 (1 + k) l_d.$$

4. Задаются давления в узлах  $p_a$  и  $p_b$  из условия  $p_0 > p_a > p_b > p$ .

Решается система из пяти уравнений (приведенных в п.3). Определяются диаметры  $d_a, d_b, d_v, d_r, d_d$ .

Пункт 4 повторяется несколько раз с разными значениями  $p_a$  и  $p_b$ . Выбирается вариант с наименьшей стоимостью (металлоемкостью) сети.

В кольцевых сетях газ может поступать к потребителям по нескольким путям, распределение нагрузки участков будет зависеть от нагрузки потребителей. Кроме того, при аварии участка газопровода газ будет поступать по более длинному пути. Поэтому неизвестными при расчете кольцевых сетей являются диаметры участков, расходы на участках и давление в узловых точках.

Расчет кольцевых сетей производится по правилу Кирхгофа. Для каждого участка кольцевой сети произвольно выбирается направление движения газа. Для всех узлов (кроме одного) записывается баланс,

входящие потоки имеют знак “+”, выходящие знак “-”. Также записывают сопротивление участков. Так как число неизвестных обычно превышает число уравнений, задают давление в узлах и распределяют потоки (задают расходы на участках). Экономический расчет для кольцевых сетей не проводят, так как главными здесь является требования надежности.

*Пример.* Для сети (рис. 5.20) заданы расходы у потребителей  $Q_1$ ,  $Q_2$  и  $Q_3$  и начальное давление  $p_1$ .

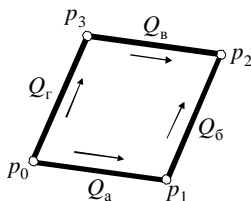


Рис. 5.20. К расчету кольцевой сети

Порядок расчета сети следующий.

1. Указываем направления потоков. Уравнения балансов имеют вид:

$$\text{узел 1: } Q_a - Q_б - Q_1 = 0$$

$$\text{узел 2: } Q_б + Q_в - Q_2 = 0$$

$$\text{узел 3: } Q_г - Q_в - Q_3 = 0$$

2. Согласно принятому направлению потоков соотношение давлений в узлах:  $p_1 < p_0$ ;  $p_3 < p_0$ ;  $p_2 < p_1$ ;  $p_2 < p_3$ . Уравнения сопротивлений:

$$\text{участок а: } p_0^2 - p_1^2 = 1,64 \cdot 10^5 \lambda \frac{Q_a^2}{d_a^5} \cdot \rho_0 (1 + k) l_a;$$

$$\text{участок б: } p_1^2 - p_2^2 = 1,64 \cdot 10^5 \lambda \frac{Q_б^2}{d_б^5} \cdot \rho_0 (1 + k) l_б;$$

$$\text{участок в: } p_3^2 - p_2^2 = 1,64 \cdot 10^5 \lambda \frac{Q_в^2}{d_в^5} \cdot \rho_0 (1 + k) l_в;$$

$$\text{участок г: } p_0^2 - p_3^2 = 1,64 \cdot 10^5 \lambda \frac{Q_г^2}{d_г^5} \cdot \rho_0 (1 + k) l_г.$$

Получаем 7 уравнений (п. 1 и п. 2) и 11 неизвестных ( $d_a$ ,  $d_б$ ,  $d_в$ ,  $d_г$ ,  $Q_a$ ,  $Q_б$ ,  $Q_в$ ,  $Q_г$ ,  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $p_3$ ). Таким образом необходимо задать 4 значения. Это можно сделать по различным вариантам:

а) задаются расходы  $Q_a$ ,  $Q_б$ ,  $Q_в$ ,  $Q_г$ ;

б) задаются давления  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $p_3$  и один из расходов  $Q_a$ ,  $Q_б$ ,  $Q_в$ ,  $Q_г$ .

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Как классифицируют горючие газы?
2. Каким образом осуществляется транспортировка горючих газов от месторождения потребителям? Оборудование магистральных газопроводов.
3. Какими способами компенсируются сезонная и часовая неравномерности потребления газа?
4. Классификация газопроводов по давлению газа.
5. Правила прокладки заводских газопроводов.
6. Дайте сравнительную характеристику кольцевых и тупиковых газовых сетей.
7. Что представляет собой коррозия металлов? Какие поверхности труб газопроводов оказываются подверженными коррозии?
8. От чего зависит коррозия внутренних поверхностей труб газопроводов? Какими методами осуществляют защиту газопроводов от внутренней коррозии?
9. Какие существуют методы защиты от коррозии внешних поверхностей труб газопроводов? От каких видов коррозии каждый из них осуществляет защиту?
10. Как осуществляется защита труб газопровода от блуждающих токов посредством поляризованного электрического дренажа?
11. Каким образом осуществляются катодная и протекторная защиты труб газопровода от почвенной коррозии? В чем состоит различие этих способов?
12. Назначение системы газоснабжения промышленных предприятий.
13. Какие устройства и сооружения входят в систему газоснабжения промышленного предприятия?
14. Классификация систем газоснабжения по числу ступеней давления газа, их сравнение.
15. Назначение продувки газопроводов.
16. Назначение и схемы обвязочных газопроводов.
17. Какая запорная и регулирующая арматура устанавливается на обвязочных газопроводах? Назначение линии безопасности.
18. Назначение газорегуляторных пунктов и установок.
19. Методы регулирования давления газа. Классификация регуляторов давления газа.
20. Основное оборудование ГРП и ГРУ.
21. Что такое расчетный перепад давления в газовой сети?
22. Методы расчета тупиковых и кольцевых газовых сетей.

## 6. СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОДУКТАМИ РАЗДЕЛЕНИЯ ВОЗДУХА

### 6.1. НАЗНАЧЕНИЕ СИСТЕМ ВОЗДУХОРАЗДЕЛЕНИЯ

Система обеспечения продуктами разделения воздуха предназначена для получения и доставки потребителям технического и технологического кислорода, азота и аргона. В основном продукты разделения воздуха используются в металлургии (50% от общего объема) и химической промышленности (25%). Нормы расхода азота и кислорода при производстве некоторых видов продукции приведены в табл. 6.1. Характеристики продуктов разделения воздуха приведены в табл. 6.2.

*Таблица 6.1*

**Потребители продуктов разделения воздуха**

Продукция	Кислород		Азот	
	Удельный расход, м <sup>3</sup> /кг	Абсолютное давление, МПа	Удельный расход, м <sup>3</sup> /кг	Абсолютное давление, МПа
Чугун	0,12	0,105	0,001...0,015	0,105
Сталь:				
конверторная	0,05	1,5	–	–
мартеновская	0,035	1,5	0,008...0,01	0,105
электросталь	0,015	1,5	–	–
Прокат	0,0002...0,0003	0,105	0,04...0,05	0,105
Химическая промышленность	0,1...3,6	0,105	0,2...1	0,104

*Таблица 6.2*

**Характеристики продуктов разделения воздуха**

Продукт разделения воздуха	Сорт	Чистота, %
Кислород: технологический (поставка по трубопроводу) технический (в баллонах и жидкий)  медицинский	–	95
	I	99,7
	II	99,5
	III	99,2
	–	99,5
Азот (в баллонах и жидком виде поставляются сорта I, II, III, по газопроводам – все сорта)	особо чистый высший	99,996 99,994
	I	99,5
	II	99,0
	III	97
Аргон (поставляется в баллонах)	высший I	99,992 99,987

На металлургических предприятиях на разделение воздуха расходуется до 7% от общего количества электроэнергии. В среднем на разделение 1 м<sup>3</sup> воздуха расходуется 0,05...0,3 кВт·ч электроэнергии.

## 6.2. МЕТОДЫ РАЗДЕЛЕНИЯ ГАЗОВЫХ СМЕСЕЙ

Все методы разделения газовых смесей основаны на различных свойствах компонентов. Классификация методов разделения газовых смесей приведена на рис. 6.1.

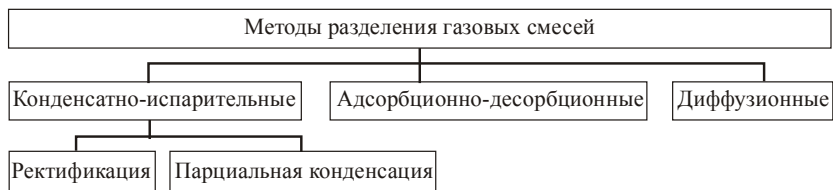


Рис. 6.1. Методы разделения газовых смесей

Конденсатно-испарительные методы основаны на различных значениях температур кипения компонентов (табл. 6.3 и рис. 6.2). При охлаждении смеси газов в виде жидкости конденсируется сначала компонент с более высокой температурой кипения. При нагревании смеси жидкостей, наоборот, сначала испаряется компонент с более низкой температурой кипения. Процесс частичного испарения жидкой смеси с последующей полной конденсацией паров называется перегонкой. При перегонке получить чистые компоненты нельзя, так как газ полностью сконденсировать в жидкость нельзя и часть всегда будет находиться в виде пара. Парциальное давление такого пара будет тем выше, чем ближе температура жидкости к температуре насыщения.

Для выделения компонентов воздуха, имеющих близкие температуры кипения, применяется процесс ректификации – разделения газовой смеси на составляющие путем многократного испарения охлажденной смеси и раздельной конденсации паров компонентов. Преимуществом метода является высокая производительность установок и наименьшая себестоимость продукции, недостатком – невысокое качество разделения.

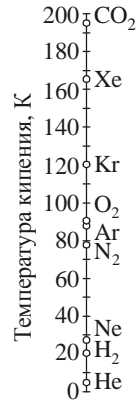
Парциальная конденсация (дистиляция) – это частный случай ректификации. Метод заключается в однократном процессе перегонки с полной конденсацией паров. Обычно он применяется при значительной разнице в температуре конденсации компонентов.



Таблица 6.3

**Характеристики компонентов воздуха**

Газ	Температура кипения при нормальном давлении, К	Содержание в земной атмосфере, об. %
Гелий He	4,2	$5,2 \cdot 10^{-4}$
Водород H <sub>2</sub>	20,3	$5,2 \cdot 10^{-5}$
Неон Ne	27,1	$1,8 \cdot 10^{-3}$
Азот N <sub>2</sub>	77,4	78,09
Аргон Ar	87,3	0,93
Кислород O <sub>2</sub>	90,2	20,95
Криптон Kr	119,8	$10^{-4}$
Ксенон Xe	165	$8 \cdot 10^{-6}$
Углекислый газ CO <sub>2</sub>	194,7	0,03

**Рис. 6.2. Температура кипения**

Адсорбционно-десорбционные методы основаны на избирательном поглощении (адсорбции) при низких температурах компонентов смеси поверхностью пористого твердого адсорбента и последующем выделении компонента (десорбции) при нагревании адсорбента. В качестве адсорбентов используются силикагели, алюмогели, активированный уголь и другие вещества, обладающие высокой поверхностной пористостью и прочностью. Адсорбция применяется для выделения компонентов, находящихся в смеси в малом количестве (например инертных газов), при близких температурах конденсации компонентов, для предварительной очистки воздуха от паров воды и углекислого газа.

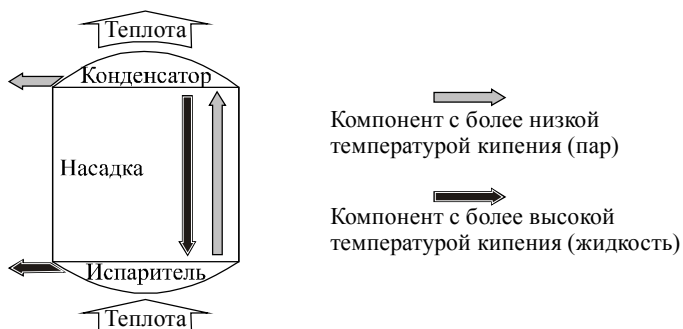
Диффузионное разделение основано на выборочном перемещении газов через специальные мембраны, они применяются для выделении веществ, находящихся в смеси в очень малом количестве.

Таким образом испарительно-конденсатные методы характеризуются большой производительностью установок, низкой себестоимостью продукта, но невысоким качеством разделения. Адсорбционно-десорбционные и диффузионные методы характеризуются высоким качеством разделения, но малой производительностью и высокой себестоимостью продукта.

### **6.3. РЕКТИФИКАЦИОННЫЕ КОЛОННЫ И ВОЗДУХОРАЗДЕЛИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ**

Принцип действия промышленных воздуходелительных установок основан на методах ректификации. Разделение воздуха в них

происходит в ректификационных колоннах (рис. 6.3). Верхняя часть таких колонн – охлаждаемая (является конденсатором), нижняя часть – подогреваемая (является испарителем). Компонент, характеризующийся более высокой температурой кипения (например, кислород из воздуха), конденсируется в верхней части колонны и в виде жидкости стекает вниз, а компонент с более низкой температурой (например, азот из воздуха) испаряется в нижней части колонны и в виде пара поднимается вверх. Двигаясь противотоком, более горячая жидкость отдает теплоту пару, повышая степень разделения. Таким образом температура среды в колонне по направлению снизу вверх снижается.

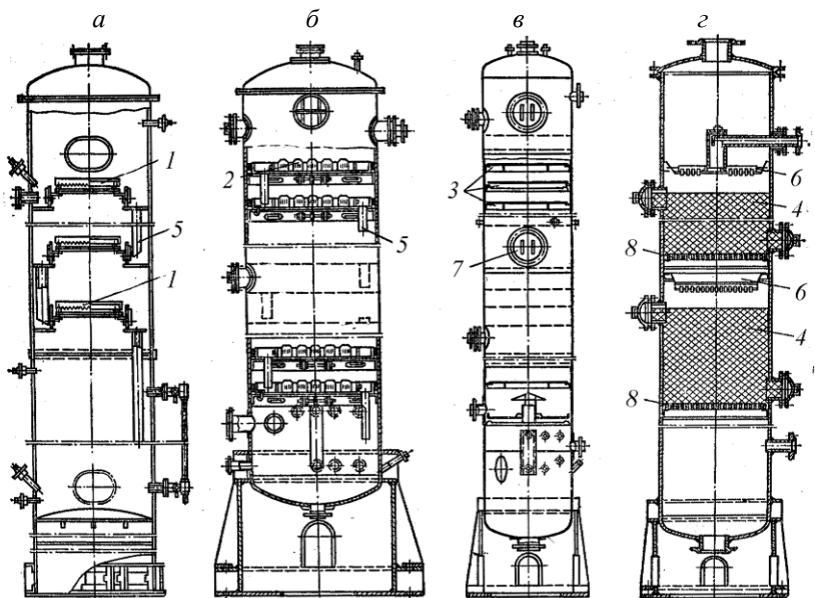


**Рис. 6.3. Схема работы ректификационной колонны**

Для улучшения теплообмена между потоками жидкости и пара внутри колон помещают насадки. По типу насадок ректификационные колонны разделяются на тарельчатые (барботажные) и насадочные (рис. 6.4).

В промышленных воздуходелительных установках воздух разделяется последовательно в двух ректификационных колоннах. В первой колонне воздух разделяется на газообразный азот и жидкую азотно-кислородную смесь (флегму), содержащую до 36...38 % кислорода. Во второй колонне происходит окончательное разделение флегмы на кислород и азот.

При повышении давления температура кипения повышается, поэтому разделение воздуха проводят при повышенном давлении. В установках низкого давления (0,8–7 МПа), имеющих большие габариты, колонны выполняются отдельно. В установках среднего и высокого давления (8–20 МПа) две колонны совмещены в одном аппарате – колонне двойной ректификации, внизу находится колонна первой стадии разделения, вверху – второй (рис. 6.5). Конденсатор первой (нижней) колонны в обеих схемах совмещен с испарителем второй (верхней) колонны.



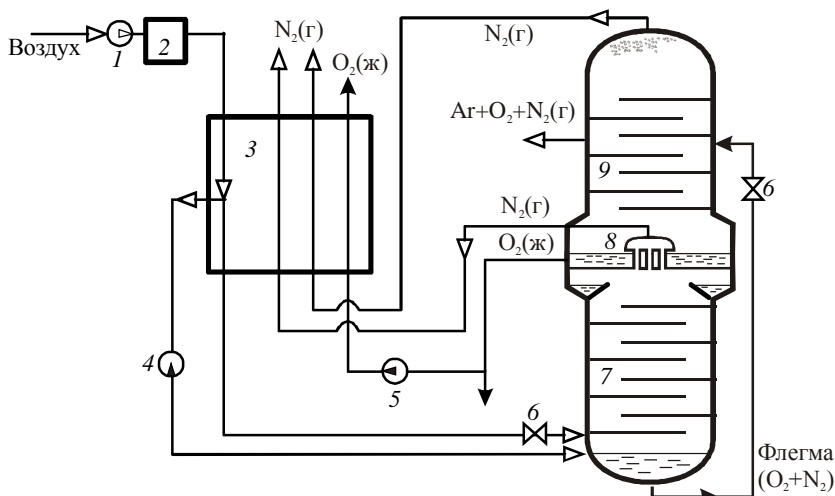
**Рис. 6.4. Типы ректификационных колонн:**

- а – с туннельными колпачками; б – с капсульными колпачками; в – с решетчатыми (ситчатыми) тарелками; г – с насадкой;  
 1 – туннельный колпачок; 2 – капсульный колпачок; 3 – решетчатая (ситчатая) тарелка; 4 – насадка; 5 – переливной патрубков; 6 – тарелка для равномерного орошения насадки; 7 – люк; 8 – опорная решетка

Воздухоразделительные установки включают систему хладообеспечения (криогенную установку), позволяющую производить конденсацию (ожижение) газов и осуществлять отвод и подвод тепла при низких температурах.

Основными аппаратами системы криообеспечения являются:

- а) рефрижератор (теплообменник) – для охлаждения газов за счет полученных холодных продуктов разделения;
- б) конденсатор – теплообменник для конденсации (ожижения) газов;
- в) испаритель – теплообменник для испарения жидкости путем дозированного подвода к ней теплоты;
- г) компрессор – для сжатия забираемого из атмосферы воздуха;
- д) детандер и дроссельный вентиль – для ожижения воздуха путем его расширения.



**Рис. 6.5.** Схема воздухоразделительной установки высокого (среднего) давления: 1 – компрессор; 2 – система очистки воздуха от  $\text{CO}_2$  и осушки; 3 – регенеративный теплообменник; 4 – детандер; 5 – насос жидкого кислорода; 6 – дроссельные вентили; 7 – нижняя (первая) ректификационная колонна; 8 – конденсатор-испаритель; 9 – верхняя (вторая) ректификационная колонна

По степени связи с системой разделения воздуха система криообеспечения может быть внешней, в виде отдельных аппаратов, или внутренней, в виде элементов воздухоразделительных аппаратов.

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Промышленные потребители продуктов разделения воздуха.
2. Какие методы разделения газовых смесей существуют? Их сравнение по производительности и чистоте разделения.
3. Что такое перегонка, ректификация и парциальная конденсация? Когда для разделения газовых смесей применяется ректификация, а когда – парциальная конденсация?
4. Схема работы ректификационной колонны.
5. Конструктивные отличия воздухоразделительных установок низкого, среднего и высокого давления.
6. Какие продукты разделения и где отводятся из колонны двойной ректификации?
7. Назначение и состав системы хладообеспечения (криообеспечения) воздухоразделительных установок.

## ПРИЛОЖЕНИЕ. ЗАДАНИЕ НА РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКУЮ КОНТРОЛЬНУЮ РАБОТУ

**Тема:** Проектирование системы воздухоснабжения промышленного предприятия.

### Задание

Предприятие производит строительные материалы, годовой выпуск продукции  $G_{\text{год}}$  (табл. П1). Система воздухоснабжения включает компрессорную станцию, воздухопроводные линии и обратный чистый цикл водяного охлаждения компрессоров. Воздухопроводная сеть представлена на рис. П1.

Требуемое давление сжатого воздуха у потребителей –  $p$  (табл. П1). Нормы расхода сжатого воздуха технологическими потребителями представлены в табл. П2, список оборудования механического цеха – в табл. П3. Система обратного охлаждения компрессоров включает водопроводную линию, насосную станцию и брызгальный бассейн.

Содержание представляемой на проверку работы приведено в табл. П4. Методика расчетов приведена в разделах 2.6, и 3.7, а пример расчета – в разделах 2.7 и 3.14.

*Таблица П1*

### Варианты исходных данных

№	$G_{\text{год}}$ , тыс. т	$p$ , МПа	Расстояние, м				№	$G_{\text{год}}$ , тыс. т	$p$ , МПа	Расстояние, м			
			$X_1$	$X_2$	$X_3$	$X_4$				$X_1$	$X_2$	$X_3$	$X_4$
1	1460	0,61	1000	250	430	1350	16	1280	0,61	1750	350	580	1650
2	2000	0,56	1180	420	530	1380	17	1140	0,64	970	360	590	1930
3	1130	0,57	1940	330	580	1410	18	1330	0,62	1570	350	670	1370
4	1960	0,54	650	330	490	1790	19	1190	0,57	1390	370	450	1500
5	1490	0,59	1700	430	420	1120	20	1330	0,59	1390	420	310	1410
6	1520	0,65	1240	200	520	1010	21	1600	0,55	630	330	350	1690
7	1780	0,62	1340	330	320	1830	22	1610	0,62	1440	210	450	1950
8	1820	0,65	1630	460	550	1040	23	1930	0,56	1430	270	630	1610
9	1820	0,51	1280	290	490	1530	24	1390	0,52	1270	270	360	1780
10	1530	0,55	1900	480	550	1970	25	1670	0,62	1450	430	310	1100
11	1260	0,58	1670	310	580	1150	26	1200	0,44	1720	340	620	1790
12	1720	0,50	1490	460	630	1450	27	1240	0,61	930	280	310	1180
13	1210	0,58	910	240	600	1400	28	1890	0,46	1630	350	420	1770
14	1920	0,55	840	460	480	1030	29	2000	0,51	1490	360	550	1780
15	1980	0,57	1780	350	590	1340	30	1200	0,55	1430	380	370	1090

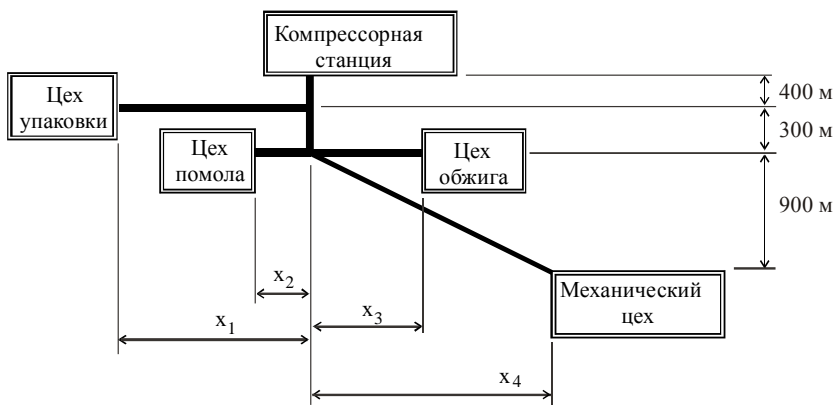


Рис. П1. Воздухопроводная сеть

Таблица П2

**Потребители сжатого воздуха**

Потребитель	Норма расхода сжатого воздуха $q_{вд\ i}$ , м <sup>3</sup> /т	Время работы $\tau_{раб\ i}$ , ч/год
Цех упаковки	10 .. 20*	5760
Цех помола	20 ... 40*	8760
Цех обжига	5 ... 15*	8760

Таблица П3

**Оборудование механического цеха**

Потребитель	Количество	Норма расхода при непрерывно работающем оборудовании, м <sup>3</sup> /мин
Пресс для клепки	5	5...10*
Молот рубильный	8	5...10*
Пневмоподъемник	3	2...5*

\* Задание уточняется у преподавателя

Таблица П4

**Перечень разделов контрольной работы**

№	Наименование	Содержание раздела
–	Титульный лист и задание	
–	<b>Введение</b>	Задачи системы воздухообеспечения промышленного предприятия

№	Наименование	Содержание раздела
1.	Расчет расхода воздуха и воздухопроводной сети	<p>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.</p> <p>Выполняется 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.</p>
2.	Выбор оборудования компрессорной станции	<p>На основе технико-экономического расчета проводится выбор числа и типа компрессоров, расчет фактического режима работы компрессоров, определение схемы компрессорной станции, выбор дополнительного оборудования станции, разработка схемы компрессорной станции.</p> <p>Выполняется схема компрессорной станции, для компрессоров и вспомогательного оборудования указывается их тип, для компрессоров – потребляемая мощность.</p>
3.	Расчет оборотной системы охлаждения компрессоров	<p>Расчет расхода воды на охлаждение компрессоров, расчет сопротивления линии охлаждения, выбор насосов, расчет брызгального бассейна, определение потерь и расхода продувочной воды.</p> <p>Выполняется схема обратного водяного охлаждения компрессоров, на которой указываются тип насосов и потребляемая ими мощность, диаметр трубопровода, расход и скорость воды, параметры брызгального бассейна и потери воды в нем.</p>
4	Технико-экономические показатели систем водоснабжения и воздухообеспечения	<p>Годовая производительность по сжатому воздуху, годовой и удельный расход электроэнергии, удельный расход и себестоимость сжатого воздуха</p>
–	Библиографический список	

## **КОНТРОЛЬНЫЕ ПРОМЕЖУТОЧНЫЕ И ИТоговые ТЕСТЫ**

### **ВВЕДЕНИЕ. ПОНЯТИЕ ОБ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОМ КОМПЛЕКСЕ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ**

**1. Что входит во внутренние энергоресурсы предприятия? (отметьте один или несколько пунктов)**

- теплота отходящих газов
- электроэнергия
- природный газ
- избыточное давление газов
- твердое и жидкое топливо

**2. Что такое энергетический комплекс промышленного предприятия?**

- система, объединяющая потребителей энергоресурсов
- система, объединяющая все источники энергоресурсов предприятия
- система, объединяющая источники внутренних энергоресурсов предприятия
- система, объединяющая источники энергоресурсов и их потребителей

**3. Какие из перечисленных систем входят в энергокомплекс промышленного предприятия? (отметьте один или несколько пунктов)**

- пароснабжения
- хладоснабжения
- технического водоснабжения
- газоснабжения
- воздухообеспечения
- теплоснабжения

**4. Что входит в устройства и сооружения для приема, трансформации и аккумуляции энергоресурсов от внешних источников? (отметьте один или несколько пунктов)**

- газораспределительные станции
- котельные
- котлы-утилизаторы
- центральные тепловые пункты
- компрессорные станции

**5. Что входит в устройства и сооружения для выработки энергоресурсов? (отметьте один или несколько пунктов)**

- газопроводы
- центральные тепловые пункты
- котельные
- газораспределительные станции
- компрессорные станции

**6. Что входит в устройства и сооружения для выработки энергоресурсов? (отметьте один или несколько пунктов)**

- центральные тепловые пункты
- газораспределительные станции
- водопроводы
- воздуходелительные станции
- теплоэлектроцентрали



**7. Что входит в устройства и сооружения для выработки энергоресурсов? (отметьте один или несколько пунктов)**

- газораспределительные станции
- воздуходелительные станции
- центральные тепловые пункты
- котельные
- теплоэлектроцентрали

**8. Что входит в установки и сооружения по утилизации и использованию вторичных энергоресурсов? (отметьте один или несколько пунктов)**

- воздуходелительные станции
- котельные
- котлы-утилизаторы
- газораспределительные станции
- центральные тепловые пункты

**9. Какой критерий оптимизации необходимо использовать при проектировании систем энергоснабжения?**

- минимум капитальных затрат  $KЗ$
- минимум текущих затрат  $TЗ$
- минимум срока окупаемости инвестиций  $T$  или приведенных затрат  $E$

### СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

**10. Для подачи (перекачки) воды из природного источника в очистные сооружения используется насосная станция ...**

- водозаборная
- 2-го подъема
- 1-го подъема
- повысительная
- циркуляционная

**11. Для подачи очищенной воды из накопительных емкостей потребителям используется насосная станция ...**

- водозаборная
- 2-го подъема
- циркуляционная
- 1-го подъема
- повысительная

**12. Для перекачки воды в оборотных циклах используется насосная станция ...**

- 1-го подъема
- водозаборная
- циркуляционная
- 2-го подъема
- повысительная

**13. Система, в которой одна и та же вода используется несколькими потребителями называется \_\_\_\_\_**

**14. Система, в которой вода после использования очищается или охлаждается и используется повторно называется \_\_\_\_\_**

**15. Как называется схема водоснабжения, где после использования вся вода сбрасывается в окружающую среду?**

- Последовательная каскадная

- Обратная
- Прямоточная
- Обратная каскадная

**16. Как называется схема водоснабжения, где чистая нагретая вода после использования передается другим потребителям, затем сбрасывается в окружающую среду?**

- Последовательная каскадная
- Обратная каскадная
- Обратная
- Прямоточная

**17. Как называется схема водоснабжения, где после использования вода очищается и используется повторно, а продувочная вода сбрасывается в окружающую среду?**

- Последовательная каскадная
- Прямоточная
- Обратная каскадная
- Обратная

**18. Как называется схема водоснабжения, где после использования вода очищается и используется повторно, и продувочная вода также используется другими потребителями?**

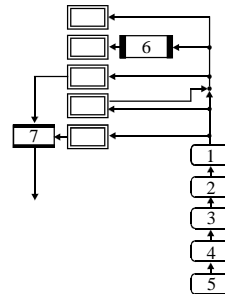
- Последовательная каскадная
- Обратная каскадная
- Обратная
- Прямоточная

**19. Сопоставьте цифровые и условные обозначения:**

- а) Водозаборное устройство
- б) Накопительные емкости (резервуары)
- в) Насосная станция 1-го подъема
- г) Насосная станция 2-го подъема
- д) Станция очистки природной воды
- е) Станция очистки сточных вод
- ж) Станция химводоочистки

Расставьте номера 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7:

а) \_\_\_ б) \_\_\_ в) \_\_\_ г) \_\_\_ д) \_\_\_ е) \_\_\_ ж) \_\_\_



**20. Назначение продувки оборотной системы водоснабжения**

- Охлаждение оборотной воды
- Снижение количества примесей в оборотной воде
- Удаление отложений солей из трубопровода
- Удаление воздуха из трубопровода

**21. Какие устройства используются в оборотном "грязном цикле" для потребителей, загрязняющих воду? (отметьте один или несколько пунктов)**

- Насосная станция 2-го подъема
- Повысительная насосная станция
- Циркуляционная насосная станция
- Станция очистки воды
- Охлаждающие устройства

**22. Какие устройства используются в оборотном "чистом цикле" для потребителей, нагревающих воду? (отметьте один или несколько пунктов)**

- Станция очистки воды
- Насосная станция 2-го подъема
- Охлаждающие устройства
- Циркуляционная насосная станция
- Повысительная насосная станция

**23. Сопоставьте название и описание категорий насосных станций по требованиям надежности**

- а) перерыв в подаче воды недопустим;
  - б) допустим перерыв в подаче воды на срок до 24 часов
  - в) допустим перерыв в подаче воды, необходимый для включения резервного насоса
- Расставьте обозначения *a, б, в*:

I категория \_\_\_\_\_ II категория \_\_\_\_\_ III категория \_\_\_\_\_

**24. Какая оптимальная скорость воды в водопроводных линиях?**

- 0,1...0,5 м/с
- 1...2,5 м/с
- 5...10 м/с
- 10...20 м/с

**25. Какие насосные станции обычно работают с равномерной подачей?**

- Первого подъема
- Второго подъема
- Третьего подъема
- Четвертого подъема

**26. Отметьте одно или несколько устройств, относящихся к открытым испарительным.**

- Вентиляторные градирни
- Башенные градирни
- Брызгательные бассейны
- Открытые градирни
- Сухие градирни

**27. Как называются водоохлаждающие устройства, в которых вода стекает по оросительному устройству в бассейн?**

- брызгательные бассейны
- водоемы-охладители
- открытые градирни
- сухие градирни
- закрытые градирни

**28. Как называются открытые градирни, в которых вода, падая на отбойные тарелки, распыляется на оросительное устройство каплями?**

\_\_\_\_\_

**29. Как называются открытые градирни, в которых вода стекает по оросительному устройству в виде пленки?**

\_\_\_\_\_

**30. Как называются открытые градирни, в которых вода разбрызгивается на оросительное устройство специальными соплами?**

\_\_\_\_\_

**31. Как называются охлаждающие устройства в виде открытого бассейна, с расположенными над водой брызгательными устройствами в виде сопел?**

- водоемы-охладители
- открытые градирни
- закрытые градирни
- брызгательные бассейны
- сухие градирни

**32. Как называются охлаждающие устройства представляющие сужающейся кверху корпус в виде усеченного конуса, внутри которого расположено оросительное устройство?**

- сухие градирни
- брызгательные бассейны
- закрытые градирни
- открытые градирни
- башенные градирни

**33. Какие устройства конструктивно аналогичны вентиляторным градирням, но без установленного вентилятора?**

- брызгательные бассейны
- открытые градирни
- башенные градирни
- сухие градирни
- закрытые градирни

**34. В чем особенность открытых градирен и брызгательных бассейнов? (выберите один или несколько пунктов)**

- постоянная скорость охлаждения
- зависимость степени охлаждения от скорости ветра и температуры окружающей среды
- конструктивная простота
- отсутствие потерь воды

**35. В чем особенность башенных градирен? (выберите один или несколько пунктов)**

- постоянная скорость охлаждения
- отсутствие потерь воды
- зависимость степени охлаждения от скорости ветра и температуры окружающей среды
- конструктивная простота и низкая стоимость

**36. В чем особенность сухих (закрытых) градирен? (выберите один или несколько пунктов)**

- конструктивная простота и низкая стоимость
- отсутствие потерь воды
- повышенные затраты электроэнергии
- зависимость степени охлаждения от скорости ветра и температуры окружающей среды

**37. Как поддерживается постоянной скорость воздуха в башенных градирнях?**

- За счет естественной тяги
- За счет разбрызгивания воды из сопел
- Конструкцией оросительного устройства
- Вентилятором

38. Какие фильтры используются в качестве первой ступени очистки?

- крупнозернистые фильтры
- сетчатые фильтры
- гидроциклоны
- отстойники

39. В каких фильтрах происходит естественное осаждение частиц из воды?

- в гидроциклонах
- в отстойниках
- в сетчатых фильтрах
- в крупнозернистых фильтрах

40. В каких фильтрах примеси из воды удаляются под действием центробежных сил?

- в гидроциклонах
- в крупнозернистых фильтрах
- в сетчатых фильтрах
- в отстойниках

### СИСТЕМЫ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

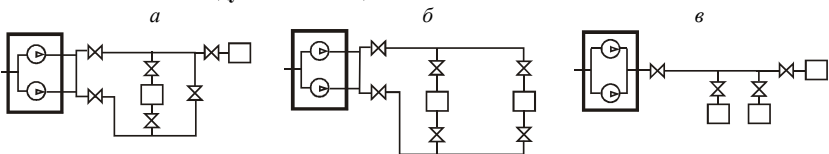
41. Необходимо вырабатывать сжатый воздух с давлением 3 МПа и подачей 5 м<sup>3</sup>/с. Какие компрессоры необходимо использовать?

- центробежные
- поршневые
- осевые

42. Необходимо вырабатывать сжатый воздух с давлением 0,3 МПа и подачей 50 м<sup>3</sup>/с. Какие компрессоры необходимо использовать?

- поршневые
- центробежные
- мембранные

43. Сопоставьте схемы воздухоподводящих сетей с их названиями



Расставьте обозначения *a, б, в*:

Кольцевая \_\_\_\_\_ Радиальная (тупиковая) \_\_\_\_\_ Комбинированная \_\_\_\_\_

44. По каким причинам используются кольцевые воздухопроводные сети?

- Они самые надежные
- Они самые дешевые
- Они требуют установки меньшего количества компрессоров
- Они позволяют обеспечивать потребителей сжатым воздухом с различным давлением

45. Отметьте одно или несколько устройств, обязательно входящих в компрессорную станцию с поршневыми компрессорами.

- антипомпажный клапан
- ресивер (воздухосборник)
- предохранительный клапан
- обратный клапан

маслоотделитель

**46. Отметьте одно или несколько устройств, обязательно входящих в компрессорную станцию с центробежными компрессорами.**

- маслоотделитель
- обратный клапан
- антипомпажный клапан
- ресивер (воздухозаборник)
- предохранительный клапан

**47. Какая схема изображена на рис. Т1-А?**

- может быть как с динамическими, так и с поршневыми компрессорами
- с динамическими компрессорами
- с поршневыми компрессорами

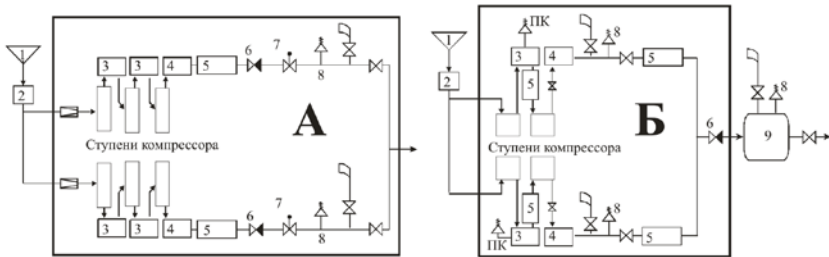


Рис. Т1

**48. Какая схема изображена на рис. Т1-Б?**

- может быть как с динамическими, так и с поршневыми компрессорами
- с поршневыми компрессорами
- с динамическими компрессорами

**49. Как называется устройство 1, изображенное на рис. Т1?**

- воздухозаборное устройство
- продувочная линия
- ресивер
- фильтр
- обратный клапан

**50. Как называется устройство 2, изображенное на рис. Т1?**

- воздухозаборное устройство
- продувочная линия
- ресивер
- фильтр
- обратный клапан

**51. Как называется устройство 3, изображенное на рис. Т1?**

- концевой холодильник
- влагомаслоотделитель
- предохранительный клапан
- промежуточный холодильник
- обратный клапан

**52. Как называется устройство 4, изображенное на рис. Т1?**

- промежуточный холодильник

- концевой холодильник
- обратный клапан
- предохранительный клапан
- влагомаслоотделитель

**53. Как называется устройство 6, изображенное на рис. Т1?**

- предохранительный клапан
- антипомпажный клапан
- ресивер
- влагомаслоотделитель
- обратный клапан

**54. Как называется устройство 7, изображенное на рис. Т1?**

- предохранительный клапан
- антипомпажный клапан
- ресивер
- обратный клапан
- влагомаслоотделитель

**55. Как называется устройство 8, изображенное на рис. Т1?**

- антипомпажный клапан
- обратный клапан
- влагомаслоотделитель
- предохранительный клапан
- ресивер

**56. Как называется устройство 9, изображенное на рис. Т1?**

- обратный клапан
- антипомпажный клапан
- влагомаслоотделитель
- предохранительный клапан
- ресивер

**57. Как называется потребление воздуха для проведения основного производственного процесса?**

- основное
- производственное
- техническое
- технологическое
- силовое

**58. Как называется потребление воздуха для привода пневмооборудования?**

- производственное
- технологическое
- силовое
- механическое
- техническое

**59. Укажите особенности силового потребления сжатого воздуха (отметьте один или несколько пунктов).**

- периодическая работа потребителей
- разветвленная воздухопроводная сеть
- постоянное потребление воздуха
- несколько крупных потребителей
- большое количество потребителей

60. Укажите особенности технологического потребления сжатого воздуха (отметьте один или несколько пунктов).

- периодическая работа потребителей
- разветвленная воздухопроводная сеть
- постоянное потребление воздуха
- большое количество потребителей
- несколько крупных потребителей

61. Отметьте одну или более особенностей использования сжатого воздуха в качестве силового привода.

- легкое изменение частоты вращения
- более дешевая стоимость эксплуатации, чем у электропривода
- возможность аккумулирования энергии

62. Коэффициент, одновременно учитывающий загрузку потребителей, неодновременность включения и износ оборудования, называется \_\_\_\_\_

63. Коэффициент, являющийся относительным временем работы оборудования, называется \_\_\_\_\_

64. Коэффициент, показывающий отношение фактической нагрузки оборудования к номинальной, называется \_\_\_\_\_

65. Коэффициент, учитывающий количество одновременно работающего оборудования, называется \_\_\_\_\_

66. Какие коэффициенты включает коэффициент спроса? (выберите один или несколько пунктов)

- ожидания
- перегрузки
- износа
- работы
- использования

67. Какие коэффициенты включает коэффициент спроса? (выберите один или несколько пунктов)

- износа
- ожидания
- перегрузки
- одновременности
- загрузки

68. Какие коэффициенты включает коэффициент использования? (выберите один или несколько пунктов)

- износа
- спроса
- одновременности
- загрузки
- перегрузки

69. Как определяется расход воздуха  $Q$  у технологических потребителей ( $q$  – норма потребления,  $n$  – число потребителей, коэффициенты:  $k_{спр}$  – спроса,  $k_{изн}$  – износа,  $k_{исп}$  – использования,  $k_{загр}$  – загрузки,  $k_{одн}$  – одновременности)?

- ( )  $Q = q \cdot k_{загр} \cdot k_{изн} \cdot n$
- ( )  $Q = q \cdot k_{спр} \cdot k_{изн} \cdot n$
- ( )  $Q = q \cdot k_{одн} \cdot k_{загр} \cdot n$
- ( )  $Q = q \cdot k_{исп} \cdot k_{изн} \cdot n$
- ( )  $Q = q \cdot k_{одн} \cdot k_{изн} \cdot n$

70. Как определяется расход воздуха  $Q$  у технологических потребителей ( $q$  – норма потребления,  $n$  – число потребителей, коэффициенты:  $k_{спр}$  – спроса,  $k_{изн}$  – износа,  $k_{исп}$  – использования,  $k_{загр}$  – загрузки,  $k_{одн}$  – одновременности)?

- ( )  $Q = q \cdot k_{изн} \cdot n$
- ( )  $Q = q \cdot k_{одн} \cdot n$
- ( )  $Q = q \cdot k_{спр} \cdot n$
- ( )  $Q = q \cdot k_{исп} \cdot n$
- ( )  $Q = q \cdot k_{загр} \cdot n$



71. Как определяется расход воздуха  $Q$  у силовых потребителей ( $q$ -норма потребления,  $n$  – число потребителей, коэффициенты:  $k_{\text{спр}}$  – спроса,  $k_{\text{изн}}$  – износа,  $k_{\text{исп}}$  – использования,  $k_{\text{загр}}$  – загрузки,  $k_{\text{одн}}$  – одновременности)?

- $Q = q \cdot k_{\text{спр}} \cdot n$
- $Q = q \cdot k_{\text{изн}} \cdot n$
- $Q = q \cdot k_{\text{исп}} \cdot n$
- $Q = q \cdot k_{\text{одн}} \cdot n$
- $Q = q \cdot k_{\text{загр}} \cdot n$

72. Как определяется расход воздуха  $Q$  у силовых потребителей ( $q$ -норма потребления,  $n$  – число потребителей, коэффициенты:  $k_{\text{спр}}$  – спроса,  $k_{\text{изн}}$  – износа,  $k_{\text{исп}}$  – использования,  $k_{\text{загр}}$  – загрузки,  $k_{\text{одн}}$  – одновременности)

- $Q = q \cdot k_{\text{загр}} \cdot k_{\text{одн}} \cdot k_{\text{исп}} \cdot n$
- $Q = q \cdot k_{\text{спр}} \cdot k_{\text{одн}} \cdot k_{\text{изн}} \cdot n$
- $Q = q \cdot k_{\text{спр}} \cdot k_{\text{исп}} \cdot k_{\text{изн}} \cdot n$
- $Q = q \cdot k_{\text{спр}} \cdot k_{\text{загр}} \cdot k_{\text{изн}} \cdot n$
- $Q = q \cdot k_{\text{загр}} \cdot k_{\text{одн}} \cdot k_{\text{изн}} \cdot n$

73. Как называются потери давления, возникающие из-за охлаждения сжатого воздуха?

- тепловые
- технологические
- количественные
- силовые
- качественные

74. Как называются потери, возникающие из-за утечек сжатого воздуха через неплотности?

- качественные
- силовые
- тепловые
- технологические
- количественные

75. Как называются потери давления, возникающие из-за гидравлического сопротивления воздухопровода?

- количественные
- тепловые
- силовые
- технологические
- качественные

### ОБОРУДОВАНИЕ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ

76. Какая степень сжатия  $\varepsilon$  в компрессоре?

- от 0 до 1
- меньше 1
- от 1 до 1,15
- меньше 1,15
- больше 1,15

77. Каковы особенности поршневых компрессоров? (отметьте один или несколько пунктов)

- они развивают высокое давление
- развиваемое в них давление не зависит от подачи

- они обеспечивают равномерную подачу
- они обеспечивают высокие подачи
- наличие смазочного масла, загрязняющего сжимаемый воздух
- в них возможно возникновения автоколебаний (помпажа)

**78. Какие особенности у роторных пластинчатых компрессоров? (отметьте один или несколько пунктов)**

- высокая частота вращения
- большие размеры и масса
- равномерная подача
- отсутствие клапанов
- отсутствие смазочного масла, загрязняющего сжимаемый воздух
- низкая температура воздуха на выходе и более высокий КПД, чем у поршневых компрессоров

**79. Какие особенности у винтовых компрессоров? (отметьте один или несколько пунктов)**

- отсутствие клапанов
- высокая частота вращения
- отсутствие шума при работе
- широкий диапазон регулирования без повышения удельных энергозатрат на сжатие

**80. Какие особенности у динамических компрессоров (турбокомпрессоров)? (отметьте один или несколько пунктов)**

- высокая производительность
- малые габариты и вес
- развиваемое в них давление не зависит от подачи
- отсутствие клапанов
- более высокий КПД по сравнению с поршневыми компрессорами

**81. Основные элементы поршневого компрессора (отметьте один или несколько пунктов)**

- рабочий цилиндр
- поршень
- всасывающий и нагнетательный клапаны
- клапанная коробка
- рабочее колесо

**82. Составьте условные обозначения и названия поршневых воздушных компрессоров**

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ	НАЗВАНИЯ
1) ВВ	а) V-образные
2) ВГ	б) W-образные
3) ВМ	в) вертикальные
4) ВП	г) горизонтальные односторонние
5) ВУ	д) горизонтальные оппозитные
6) ВШ	е) прямоугольные
1)___ 2)___ 3)___ 4)___ 5)___ 6)___	

**83. Крейцкопфт – это устройство для ...**

- снижения поперечных (по отношению к оси поршня) сил
- обеспечения равномерности подачи
- снижения воздействия на фундамент инерционных сил, возникающих при движении поршня
- регулирования подачи компрессора

( ) регулирования развиваемого компрессором давления

**84. Что включает обозначение поршневого компрессора? (расставьте пункты по порядку в порядке использования в обозначении)**

- а) конечное давление, кгс/см<sup>2</sup>
- б) производительность, м<sup>3</sup>/мин
- в) тип компрессора
- г) усилие, прикладываемое на поршень, тонна-сила
- д) число рядов цилиндров

Пункты в необходимом порядке: \_\_\_\_\_

**85. Как обозначаются винтовые компрессоры сухого сжатия?**

- ( ) В
- ( ) ВС
- ( ) ВКМ
- ( ) ВКС

**86. Какая производительность винтового компрессора 3В–16/8?**

- ( ) 3 м<sup>3</sup>/мин
- ( ) 16 м<sup>3</sup>/мин
- ( ) 8 м<sup>3</sup>/мин
- ( ) 3 л/с
- ( ) 16 л/с
- ( ) 8 л/с

**87. Какое развиваемое давление у винтового компрессора 3В–16/8?**

- ( ) 3 кгс/см<sup>2</sup>
- ( ) 16 кгс/см<sup>2</sup>
- ( ) 8 кгс/см<sup>2</sup>
- ( ) 3 МПа
- ( ) 16 МПа
- ( ) 8 МПа

**88. Какая максимальная степень сжатия может быть в одной ступени центробежного или осевого компрессора?**

- ( ) 1,4
- ( ) 2,5
- ( ) 3,0
- ( ) 9,0

**89. Какие особенности осевых компрессоров по сравнению с центробежными? (выберите один или несколько пунктов)**

- более простая конструкция
- более высокий КПД
- меньшие масса и габариты
- более высокая степень повышения давления в одной ступени

### СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

**90. Основным назначением систем теплоснабжения является**

- ( ) обеспечение потребителей необходимым количеством теплоты требуемых параметров
- ( ) выработка перегретого пара заданных параметров для генерации электрической энергии

( ) обеспечение потребителей необходимым количеством тепловой и электрической энергии

**91. В зависимости от размещения источника теплоты по отношению к потребителям системы теплоснабжения разделяются на**

- ( ) децентрализованные и централизованные
- ( ) закрытые и открытые
- ( ) однотрубные, двухтрубные и многотрубные
- ( ) системы зависимого и независимого присоединения

**92. По способу подачи воды на горячее водоснабжение водяные системы теплоснабжения делятся на**

- ( ) децентрализованные и централизованные
- ( ) закрытые и открытые
- ( ) однотрубные, двухтрубные и многотрубные
- ( ) системы зависимого и независимого присоединения

**93. Отличие децентрализованных систем теплоснабжения от централизованных заключается в том, что в децентрализованных системах отсутствует**

- ( ) источник теплоснабжения
- ( ) тепловая сеть
- ( ) теплопотребитель
- ( ) теплоноситель

**94. В каких системах теплоснабжение каждого помещения всегда обеспечивается от отдельного источника?**

- ( ) в закрытых системах теплоснабжения
- ( ) в системах теплоснабжения независимого присоединения
- ( ) в индивидуальных системах теплоснабжения
- ( ) в местных системах теплоснабжения

**95. В каких системах теплоснабжение каждого здания всегда обеспечивается от отдельного источника?**

- ( ) в закрытых системах теплоснабжения
- ( ) в системах теплоснабжения зависимого присоединения
- ( ) в индивидуальных системах теплоснабжения
- ( ) в местных системах теплоснабжения

**96. В системах централизованного теплоснабжения подготовка теплоносителя может производиться**

- ( ) в районных и в крышных котельных
- ( ) на теплоэлектроцентралях и в крышных котельных
- ( ) на теплоэлектроцентралях и в районных котельных
- ( ) на теплоэлектроцентралях, в районных и крышных котельных

**97. В каких системах теплоснабжения вода из тепловой сети используется только как греющая среда для нагревания в подогревателях поверхностного типа водопроводной воды, поступающей затем в систему горячего водоснабжения?**

- ( ) в системах теплоснабжения независимого присоединения
- ( ) в системах теплоснабжения зависимого присоединения
- ( ) в открытых системах теплоснабжения
- ( ) в закрытых системах теплоснабжения

**98. В каких системах теплоснабжения горячая вода к водоразборным приборам местной системы горячего водоснабжения поступает непосредственно из тепловых сетей?**

- в системах теплоснабжения независимого присоединения
- в системах теплоснабжения зависимого присоединения
- в открытых системах теплоснабжения
- в закрытых системах теплоснабжения

**99. В каких системах теплоснабжения вода из подающего трубопровода внешней тепловой сети поступает в установленный на вводе в здание теплообменный аппарат, подогревает в нем поток воды, циркулирующей по замкнутому контуру через элементы системы отопления здания, и, охлаждаясь, поступает в обратный трубопровод сети?**

- в системах теплоснабжения независимого присоединения
- в системах теплоснабжения зависимого присоединения
- в открытых системах теплоснабжения
- в закрытых системах теплоснабжения

**100. В каких системах теплоснабжения горячая вода из внешней тепловой сети проходит через все элементы отопительной системы здания и, охлаждаясь в них, поступает в обратный трубопровод сети?**

- в системах теплоснабжения независимого присоединения
- в системах теплоснабжения зависимого присоединения
- в открытых системах теплоснабжения
- в закрытых системах теплоснабжения

**101. К системам теплоснабжения какого типа относится система, в которой в качестве источника теплоты используется районная котельная?**

- к системам комбинированного производства теплоты и электроэнергии
- к системам раздельного производства теплоты и электроэнергии
- может относиться к системам как комбинированного, так и раздельного производства теплоты и электроэнергии
- нет правильного ответа.

**102. Каково минимально возможное количество линий в открытых водяных системах теплоснабжения? Укажите число от 0 до 9: \_\_\_\_\_**

**103. Каково минимально возможное количество линий в закрытых системах теплоснабжения? Укажите число от 0 до 9: \_\_\_\_\_**

## **СИСТЕМЫ ГАЗОСНАБЖЕНИЯ**

**104. Какие газы в основном состоят из метана  $\text{CH}_4$ ? (выберите один или несколько пунктов)**

- природные, добываемые из газовых месторождений
- природные попутные
- сухой перегонки
- генераторные

**105. Какие газы в основном состоят из водорода  $\text{H}_2$ , оксида углерода  $\text{CO}$  и азота  $\text{N}_2$ ? (выберите один или несколько пунктов)**

- природные, добываемые из газовых месторождений
- природные попутные
- сухой перегонки
- генераторные

**106. Определите объем газа при температуре 273 °С и абсолютном давлении 0,4 МПа, если при нормальных условиях объем газа равен 10 м<sup>3</sup>.**

- 5 м<sup>3</sup>
- 6,67 м<sup>3</sup>
- 15 м<sup>3</sup>
- 20 м<sup>3</sup>
- 40 м<sup>3</sup>

**107. Резкий запах одоранта должен ощущаться при концентрации природного газа в воздухе**

- не превышающей нижнего предела взрываемости
- не превышающей  $\frac{1}{2}$  нижнего предела взрываемости
- не превышающей  $\frac{1}{4}$  нижнего предела взрываемости
- не превышающей  $\frac{1}{5}$  нижнего предела взрываемости

**108. Какими способами компенсируют часовую неравномерность потребления природного газа? (выберите один или несколько вариантов)**

- использованием специально подобранных потребителей-регуляторов
- использованием подземных хранилищ газа
- использованием аккумулирующей емкости последнего участка магистрального газопровода

**109. Какими способами компенсируют сезонную неравномерность потребления природного газа? (выберите один или несколько вариантов)**

- использованием специально подобранных потребителей-регуляторов
- использованием подземных хранилищ газа
- использованием аккумулирующей емкости последнего участка магистрального газопровода

**110. В качестве подземных хранилищ газа используются**

- пласты плотных известняков
- стальные емкости
- глинистые пласты
- пласты пористых пород

**111. Какое избыточное давление газа в газопроводах низкого давления?**

- менее 1 кПа
- менее 100 кПа
- менее 500 кПа
- менее 300 кПа
- менее 5 кПа

**112. Какое избыточное давление газа в газопроводах среднего давления?**

- 300-500 кПа
- 500-1000 кПа
- 1000-2000 кПа
- 5-300 кПа
- 2000-5000 кПа

**113. Какое избыточное давление газа в газопроводах высокого давления II категории?**

- 500-1000 кПа
- 5-300 кПа
- 100-500 кПа
- 600-900 кПа

( ) 300-600 кПа

**114. Какое избыточное давление газа в газопроводах высокого давления I категории?**

- ( ) 600-1200 кПа
- ( ) 300-600 кПа
- ( ) 1000-2000 кПа
- ( ) 2000-5000 кПа
- ( ) 500-900 кПа

**115. Какая оптимальная скорость газа в газопроводной сети?**

- ( ) 0,5...1 м/с
- ( ) 1...2 м/с
- ( ) 2...3 м/с
- ( ) 20...30 м/с

**116. В чем заключаются пассивные методы защиты от коррозии внешних поверхностей труб газопроводов? (выберите один или несколько вариантов)**

- в изоляции газопровода
- в очистке газа от агрессивных примесей
- в отводе токов, попавших на газопровод, обратно к источнику
- в переводе защищаемого участка газопровода в катодную зону

**117. В чем заключается метод защиты газопровода от внешней коррозии, получивший название “электрический дренаж”? (выберите один или несколько вариантов)**

- в очистке газа от агрессивных примесей
- в изоляции газопровода
- в отводе токов, попавших на газопровод, обратно к источнику
- в переводе защищаемого участка газопровода в катодную зону

**118. Основным методом коррозионной защиты от блуждающих токов является**

- ( ) катодная защита
- ( ) протекторная защита
- ( ) электрический дренаж
- ( ) установка изолирующих фланцев

**119. Для защиты газопроводов от почвенной коррозии применяют**

- ( ) катодную или протекторную защиту
- ( ) катодную защиту или электрический дренаж
- ( ) протекторную защиту или электрический дренаж
- ( ) катодную или протекторную защиту или электрический дренаж

**120. Как расшифровывается аббревиатура ГРС?**

- ( ) главная регуляторная станция
- ( ) газорегуляторная станция
- ( ) газораспределительная станция
- ( ) главная распределительная станция
- ( ) главная разведывательная станция

**121. Как расшифровывается аббревиатура ГРП?**

- ( ) главный регуляторный пункт
- ( ) газорегуляторный пункт
- ( ) газораспределительный пункт
- ( ) главный распределительный пункт
- ( ) глубоко расположенный пункт

**122. Какие устройства в составе предприятия обычно обслуживают группу потребителей или все предприятие?**

- газораспределительные станции
- газорегуляторные пункты
- газорегуляторные установки

**123. Какие устройства в составе предприятия обычно обслуживают отдельных потребителей (как правило, одного)?**

- газорегуляторные пункты
- газорегуляторные установки
- газораспределительные станции

**124. Какие из перечисленных ниже операций осуществляются в газорегуляторном пункте? (выберите один или несколько пунктов)**

- снижение давления газа и поддержание его на необходимом в эксплуатации уровне
- поддержание заданной теплоты сгорания газов
- контроль за температурой газа
- измерение и учет расхода газа
- очистка газа от механических примесей

**125. В каком из перечисленных мест разрешается установка газорегуляторного пункта? (выберите один или несколько пунктов)**

- в отдельно стоящих зданиях
- в подвальных помещениях
- в пристройках к зданиям
- в шкафах, устанавливаемых на несгораемой стене снаружи газифицируемого здания
- в шкафах, устанавливаемых на несгораемой стене внутри газифицируемого здания

**126. Перечислите устройства, входящие в состав основного оборудования газорегуляторного пункта (выберите один или несколько пунктов)**

- газовый фильтр
- регулятор давления
- защитно-запальное устройство
- расходомер
- газовый отсечной клапан
- предохранительный запорный клапан
- предохранительный сбросной клапан

**127. В чем различие между регуляторами давления прямого и непрямого действия?**

- в способе воздействия импульса конечного давления газа на дроссельный орган
- в местах их установки на газопроводе ГРП
- в способе крепления их к газопроводу ГРП

**128. В расходомерах какого типа определение расхода газа осуществляется по величине перепада статического давления газа при прохождении его через прибор? (отметьте один или несколько пунктов)**

- в ротационных счетчиках
- в измерительных диафрагмах
- в напорных трубках

**129. Какое давление газа поддерживается во внутризаводском газопроводе в одноступенчатых системах газоснабжения?**

- такое же, которое необходимо потребителям
- выше, чем необходимо потребителям



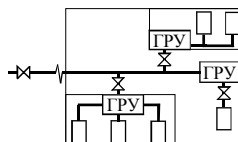
( ) ниже, чем необходимо потребителям

**130. Какое давление газа поддерживается во внутризаводском газопроводе в многоступенчатых системах газоснабжения?**

- ( ) выше, чем необходимо потребителям
- ( ) такое же, которое необходимо потребителям
- ( ) ниже, чем необходимо потребителям

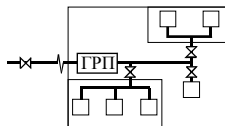
**131. Какая система изображена на рис.?**

- ( ) одноступенчатая
- ( ) двухступенчатая
- ( ) трехступенчатая
- ( ) четырехступенчатая



**132. Какая система изображена на рис.?**

- ( ) одноступенчатая
- ( ) двухступенчатая
- ( ) трехступенчатая
- ( ) четырехступенчатая



**133. Выберите одну или несколько особенностей двухступенчатой системы газоснабжения.**

- отсутствие в системе газорегуляторных пунктов и установок
- более стабильное давление у потребителей
- меньшая стоимость межцехового газопровода

**134. Какие системы газоснабжения обычно применяются на небольших предприятиях?**

- ( ) многоступенчатые ( ) одноступенчатые

**135. Какие системы газоснабжения обычно применяются на крупных предприятиях?**

- ( ) одноступенчатые ( ) многоступенчатые

**136. Каково назначение продувочной линии в системах газоснабжения?**

- ( ) удаление из газопровода воздуха
- ( ) повышение надежности системы при авариях
- ( ) удаление из газопровода загрязнений
- ( ) сброс газа с избыточным давлением

**137. Задвижка (кран) для отключения от сети всего агрегата называется**

\_\_\_\_\_

**138. Задвижка (кран) для отключения от сети одной из горелок агрегата называется**

\_\_\_\_\_

**139. Задвижка (кран) для регулирования расхода газа в горелке называется**

\_\_\_\_\_

**140. Назначение трубопровода линии безопасности на обвязочных газопроводах**

- ( ) сброс избыточного газа
- ( ) отключение агрегата при падении давления газа
- ( ) удаление из системы воздуха
- ( ) предотвращение утечек газа в агрегат при закрытом главном или контрольном кране
- ( ) предотвращение утечек газа в агрегат при открытом главном или контрольном кране

**141. В каком состоянии должен быть кран линии безопасности при закрытом главном (контрольном) кране?**

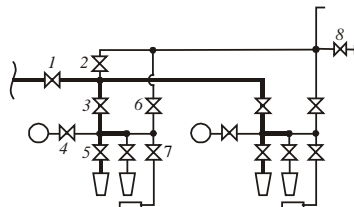
- ( ) закрыт ( ) открыт

142. В каком состоянии должен быть кран линии безопасности при открытом главном (контрольном) кране?

( ) закрыт ( ) открыт

143. Сопоставьте номера задвижек на рис. с их названиями.

- а) главная задвижка (кран)
- б) контрольная задвижка (кран)
- в) рабочая задвижка (кран)
- г) задвижка (кран) газопровода без-опасности
- д) задвижка (кран) запальника
- е) задвижка (кран) продувочной линии
- ж) задвижка (кран) манометра



а) \_\_\_ б) \_\_\_ в) \_\_\_ г) \_\_\_ д) \_\_\_ е) \_\_\_ ж) \_\_\_

144. Как определяется расчетный перепад давления в газовой сети  $\Delta p_{\max}$ ?

( )  $\Delta p_{\max}/p = (1 - \beta^n)/(\alpha^2 - 1)$

( )  $\Delta p_{\max}/p = (1 - \alpha^2)/(1 - \beta^n)$

( )  $\Delta p_{\max}/p = (\beta^n - 1)/(\alpha^2 - 1)$

( )  $\Delta p_{\max}/p = (\alpha^2 - 1)/(1 - \beta^n)$

145. Какой коэффициент перегрузки  $\alpha$  обычно допускается для промышленных агрегатов, потребляющих природный газ?

( ) 0,5...0,7 ( ) 1,1...1,5 ( ) 1...1,4 ( ) 0,7...0,9 ( ) 1,05...1,2

146. Какой коэффициент изменения нагрузки  $\beta$  характерен для промышленных предприятий?

( ) 1,05...1,2 ( ) 1...1,4 ( ) 0,7...0,9 ( ) 0,5...0,7 ( ) 1,1...1,5

147. Давление у потребителя 5 атм, допустимая перегрузка 10%, минимальная нагрузка в сети 50% от максимальной, сопротивление сети зависит от квадрата расхода газа ( $\Delta p = A Q^2$ ). Какое давление необходимо на входе в сеть?

( ) 5 атм ( ) 7,8 атм ( ) 5,7 атм ( ) 6,4 атм ( ) 7,1 атм

148. Давление у потребителя 10 атм, допустимая перегрузка 20%, минимальная нагрузка в сети 60% от максимальной, сопротивление сети зависит от квадрата расхода газа ( $\Delta p = A Q^2$ ). Какое давление необходимо на входе в сеть?

( ) 16,9 атм ( ) 19,6 атм ( ) 10 атм ( ) 12,6 атм ( ) 13,9 атм

149. Как выбирается диаметр труб при расчете газопроводной сети?

- ( ) по требованиям обеспечения у потребителей заданного давления
- ( ) по минимальному сопротивлению газопровода
- ( ) по минимуму приведенных затрат
- ( ) по требованиям обеспечения у потребителей заданного расхода
- ( ) по минимальной стоимости газопровода

## СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОДУКТАМИ РАЗДЕЛЕНИЯ ВОЗДУХА

150. Какова чистота технологического кислорода?

( ) 90% ( ) 95% ( ) 97% ( ) более 99%

151. Какова чистота технического кислорода?

( ) 90% ( ) 95% ( ) 97% ( ) более 99%

**152. Выберите один или несколько способов, использующихся при разделении газовых смесей.**

- инерционные
- диффузионные
- адсорбционные
- конденсатно-испарительные
- механические
- термоэлектрические

**153. Процесс разделения газовых смесей путем многократного испарения охлажденной смеси и раздельной конденсации паров компонентов называется**

- абсорбцией
- ректификацией
- десорбцией
- диффузионным разделением
- парциальной конденсацией (дистилляцией)

**154. Процесс разделения газовых смесей путем однократной перегонки с полной конденсацией паров называется**

- диффузионным разделением
- абсорбцией
- десорбцией
- парциальной конденсацией (дистилляцией)
- ректификацией

**155. Сопоставьте метод с особенностями его применения.**

- |                            |   |
|----------------------------|---|
| а) парциальная конденсация | 1) метод применяется при сильно отличающихся температурах кипения компонентов смеси |
| б) ректификации            | 2) метод применяется при близких температурах кипения компонентов смеси             |

Впишите номера пунктов 1 и 2: а) \_\_\_ б) \_\_\_

**156. Отметьте одну или несколько особенностей ректификации.**

- Высокая себестоимость продукции
- Выделение компонентов с малой концентрацией
- Высокая производительность установки

**157. Выделите особенности разделения газовых смесей конденсатно-испарительными методами по сравнению с адсорбционно-десорбционными и диффузионными. (выберите один или несколько вариантов)**

- высокое качество разделения
- высокая производительность установок
- низкое качество разделения
- низкая производительность установок

**158. Выделите особенности разделения газовых смесей адсорбционно-десорбционными и диффузионными методами по сравнению с конденсатно-испарительными. (выберите один или несколько вариантов)**

- низкая производительность установок
- низкое качество разделения
- высокое качество разделения
- высокая производительность установок

**159. Отметьте одну или несколько особенностей разделения газовых смесей адсорбционными методами.**

- Высокая себестоимость продукции
- Высокая производительность установки
- Выделение компонентов с малой концентрацией

**160. Отметьте устройства, входящие в систему криообеспечения установок разделения воздуха.**

- газораспределительная станция
- ресивер
- рефрижератор (теплообменник)
- градирня
- компрессор
- дроссельный вентиль (детандер)

**161. Где в ректификационной колонне собирается компонент с более высокой температурой кипения?**

- в верхней части  в нижней части  в средней части

**162. Где в ректификационной колонне собирается компонент с более низкой температурой кипения?**

- в нижней части  в верхней части  в средней части

**163. Как изменяется температура среды в ректификационной колонне в направлении снизу вверх?**

- увеличивается  не изменяется  снижается

**164. В какой части ректификационной колонны находится испаритель?**

- нижней  верхней  средней

**165. В какой части ректификационной колонны находится конденсатор?**

- нижней  верхней  средней

**166. Выберите конструктивную особенность установок разделения воздуха высокого и среднего давления.**

- две ректификационные колонны конструктивно объединены в одном аппарате
- в установке две отдельные ректификационные колонны

**167. Выберите конструктивную особенность установок разделения воздуха низкого давления.**

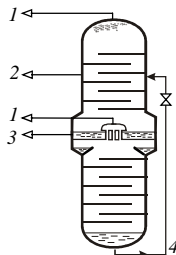
- в установке две отдельные ректификационные колонны
- две ректификационные колонны конструктивно объединены в одном аппарате

**168. Сопоставьте номера потоков в колонне двойной ректификации на рис. и продукты разделения воздуха**

- а) азот
- б) кислород
- в) смесь аргона, кислорода, азота
- г) флегма

Впишите номера пунктов 1, 2, 3, 4:

- а) \_\_\_ б) \_\_\_ в) \_\_\_ г) \_\_\_



## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. Гришко Б.М., Трубаев П. А.** Теоретические основы теплотехники. Часть 1. Техническая термодинамика: Учебное пособие для студентов заочной формы обучения с применением дистанционных технологий. – Белгород, Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2008. – 299 с.
- 2. Гришко Б.М., Трубаев П. А.** Тепловые насосы: Учебное пособие. – Белгород, Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2009. – 120 с.
- 3. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник /** Под общ. ред. чл.-корр. РАН А.В. Клименко и проф. В.М. Зорина. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство МЭИ, 2004. – 632 с.; 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 588 с. (Теплоэнергетика и теплотехника; Кн. 4)
- 4. Тепловые и атомные электрические станции /** Под общ. ред. чл.-корр. РАН А. В. Клименко, проф. В. М. Зорина. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МЭИ, 2003. – 648 с.; 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 608 с. (серия «Теплоэнергетика и теплотехника»; Кн. 3)
- 5. Черкасский В. М.** Насосы, вентиляторы, компрессоры: Учебник для теплоэнергетических специальностей вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.
- 6. Абрамов Н. Н.** Водоснабжение. Учебник для вузов. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1974. – 480 с.
- 7. Михайлов А. К., Ворошилов В. П.** Компрессорные машины. – М.: Энергоатомиздат, 1989.
- 8. Соколов Е.Я.** Теплофикация и тепловые сети: учебник для вузов. – 7-е изд., стереотип. – М.: МЭИ, 2001. – 472 с.
- 9. Теплоснабжение: учебник для вузов /** А.А. Ионин, Б.М. Хлыбов, В.Н. Братенков, Е.Н. Терлецкая; под ред. А.А. Ионина. – М.: Стройиздат, 1982. – 336 с.
- 10. Теплоснабжение: учеб. пособие для студентов вузов /** В.Е. Козин, Т.А. Левина, А.П. Марков и др. – М.: Высш. школа, 1980. – 408 с.
- 11. Ионин А.А.** Газоснабжение: учебник для вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1989. – 439 с.
- 12. Кязимов К.Г.** Справочник работника газового хозяйства: Справ. пособие – М.: Высш. шк., 2006. – 278 с.
- 13. Чепель В.М., Шур И.А.** Сжигание газов в топках котлов и печей и обслуживание газового хозяйства предприятий. – 7-е изд., перераб. и доп. – Л.: Недра, 1980.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение. Понятие об энергетическом комплексе промышленных предприятий .....	3
Контрольные вопросы .....	8
<b>1. СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ.....</b>	<b>9</b>
1.1. Схемы технического водоснабжения .....	9
1.2. Баланс воды предприятия.....	12
1.3. Насосные станции .....	18
1.4. Выбор насосов и приводов .....	20
1.5. Выбор числа насосов насосной станции .....	25
1.6. Устройства для охлаждения воды .....	29
1.7. Очистка промышленных сточных вод .....	33
Контрольные вопросы .....	33
<b>2. СИСТЕМЫ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ .....</b>	<b>35</b>
2.1. Оборудование систем воздухообеспечения и компрессорных станций .....	35
2.2. Основные типы потребителей сжатого воздуха.....	39
2.3. Приближенный расчет расхода воздуха у потребителей .....	42
2.4. Уточненный расчет расхода воздуха у потребителей.....	43
2.5. Производительность компрессорной станции и потери воздуха в сети.....	46
2.6. Расчет воздухопроводной сети .....	47
2.7. Пример расчета воздухопроводной сети.....	52
Контрольные вопросы .....	62
<b>3. ОБОРУДОВАНИЕ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ .....</b>	<b>63</b>
3.1. Характеристики и типы компрессоров.....	63
3.2. Конструкции поршневых компрессоров.....	65
3.3. Роторные компрессоры.....	71
3.4. Винтовые компрессоры .....	72
3.5. Центробежные компрессоры.....	75
3.6. Осевые компрессоры .....	79
3.7. Выбор компрессоров системы воздухообеспечения.....	80
3.8. Воздухозаборное устройство и фильтры для очистки воздуха....	83
3.9. Промежуточные и конечные холодильники .....	86
3.10. Влагомаслоотделители .....	88
3.11. Установки для осушки сжатого воздуха .....	89
3.12. Ресиверы (воздухосборники) .....	91

3.13. Система водоснабжения компрессорной станции .....	92
3.14. Пример расчета компрессорной станции .....	96
Контрольные вопросы .....	111
<b>4. ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ .....</b>	<b>112</b>
4.1. Классификация систем теплоснабжения.....	112
4.2. Водяные системы теплоснабжения .....	114
4.3. Паровые системы теплоснабжения .....	121
4.4. Системы сбора конденсата .....	124
4.5. Методы регулирования тепловой нагрузки .....	128
4.6. Основы гидравлического расчета систем теплоснабжения .....	132
4.7. Порядок гидравлического расчета.....	136
Контрольные вопросы .....	139
<b>5. ГАЗОСНАБЖЕНИЕ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ... 140</b>	
5.1. Горючие газы и методы их получения .....	140
5.2. Классификация газопроводов .....	142
5.3. Защита газопроводов от коррозии .....	144
5.4. Сооружения систем газоснабжения промышленных предприятий .....	147
5.5. Схемы газоснабжения промышленных предприятий .....	153
5.6. Режим работы сети низкого давления .....	159
5.7. Расчет газопроводных сетей .....	162
Контрольные вопросы .....	166
<b>6. СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОДУКТАМИ РАЗДЕЛЕНИЯ ВОЗДУХА .....</b>	<b>167</b>
6.1. Назначение систем воздуходеления.....	167
6.2. Методы разделения газовых смесей.....	168
6.3. Ректификационные колонны и воздуходелительные установки.....	169
Контрольные вопросы .....	172
Приложение. Задание на расчетно-графическую контрольную работу.....	173
Контрольные промежуточные и итоговые тесты.....	176
Библиографический список .....	197

Учебное издание

**ТРУБАЕВ Павел Алексеевич**

**ГУБАРЕВ Артем Викторович**

**ГРИШКО Борис Михайлович**

# **СИСТЕМЫ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ**

Учебное пособие

Подписано в печать 25.08.2012 г. Формат 60x84/16.

Усл. печ. л. 11,6. Уч.-изд.л. 12,5

Тираж 500 экз. Заказ 313 Цена 76 р. 86 к.

Отпечатано в Белгородском государственном технологическом  
университете им. В.Г. Шухова.

308012, г. Белгород, ул. Костюкова, 46.