Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Клочков Юрий Сергеевич
Должность: Ректор
Дата подписания: 15.04.2021 11:11:11
Уникальный программный ключ:
3beb265d5d589e7ff4c954946f3ad99a1e70ac12

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования

«ТЮМЕНСКИЙ ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика»

Расчёт системы снабжения сжатым воздухом промышленного предприятия

Методические указания

для выполнения курсового проекта по дисциплине

«Технологические энергоносители промышленных предприятий»

Тюмень, 2021

Содержание

Введение 3

1. РАСЧЕТ НАГРУЗОК И ВЫБОР ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ВОЗДУШНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ 4

2. СОСТАВЛЕНИЕ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ СХЕМЫ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ 7

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДЫ В ОБОРОТНОЙ СИСТЕМЕ ТЕХНИЧЕСКОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ 12

4. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВОЗДУШНОЙ МАГИСТРАЛИ 13

5. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХООСУШИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ 16

6. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ 17

6.1. Методика и последовательность проведения расчета поршневого компрессора 17

6.2. Методика и последовательность расчета центробежной турбокомпрессорной установки 20

7. РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОСУШКИ СЖАТОГО ВОЗДУХА 23

8. РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОБОРОТНОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ КС 28

9. РАСЧЕТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ КС 30

10. ПРИМЕР РАСЧЁТА СИСТЕМЫ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ОТ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ С ПОРШНЕВЫМИ КОМПРЕССОРАМИ 32

11. ПРИМЕР РАСЧЁТА СИСТЕМЫ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ОТ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ С ТУРБОКОМПРЕССОРАМИ 60

12. Порядок и правила оформления курсового проекта 67

Список литературы 68

Приложения 69

Введение

Сжатый воздух широко применяется во всех отраслях промышленности, потребление его постоянно растет, равно как и повышаются требования к его качеству и эффективному использованию. На машиностроительных и некоторых других заводах более 30 % всей электроэнергии расходуется на привод компрессорных машин, а установленная мощность их в народном хозяйстве достигает 4,0 млн кВт. В настоящее время в эксплуатации находятся свыше 100 млн единиц пневматических устройств и элементов, применяемых в механизации и автоматизации производственных процессов, для транспорта сыпучих сред и т. д.

Между тем, как показывает анализ пневмосистем, энергия сжатого воздуха используется с весьма низким кпд, не превышающим 20 %. Не все предприятия уделяют должное внимание эффективному использованию сжатого воздуха. Одной из причин такого отношения, может быть, недостаточная информированность персонала газовых цехов и энергослужб по энергосберегающим технологиям в системах воздухоснабжения. В технической литературе традиционно широко освещаются вопросы теории и эксплуатации компрессорных машин как одного из элементов пневмосистемы. В последнее время, например, вышли в свет учебники и учебные пособия П. И. Пластинина "Поршневые компрессоры", И. А. Сакуна "Винтовые компрессоры", К. П. Селезнева и Ю. Б. Галеркина "Центробежные и осевые компрессоры".

Согласно заданию на курсовое проектирование необходимо разработать и рассчитать систему снабжения сжатым воздухом промышленного предприятия при заданных условиях; производительность водоснабжения осуществляется от локальной оборотной системы водоснабжения с градирнями; система холодоснабжения системы осушки воздуха индивидуальная для каждой компрессорной установки, по схеме с промежуточным хладоносителем.

Курсовой проект по дисциплине «**Технологические энергоносители промышленных предприятий**» выполняется обучающимися по направлению подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» профиль «Промышленная теплоэнергетика».

В методических указаниях излагается порядок определения исходных данных, необходимых для выполнения курсового проекта, разъясняются методика определения расчетных показателей и порядок выбора основного и вспомогательного оборудования компрессорной станции, приводится необходимая литература.

1. РАСЧЕТ НАГРУЗОК И ВЫБОР ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ВОЗДУШНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ

Исходные данные для расчета нагрузок могут быть заданы двояко:

- в варианте А - годовое потребление сжатого воздуха на предприятии $Q_г$, тыс. м^3/год, и коэффициенты неравномерности его потребления $k_{м.д}$, $k_{м.в}$;
- в варианте Б - годовое потребление сжатого воздуха $Q_г$ и почасовой суточный график для суток максимального воздухопотребления.

Последовательность выполнения:

1. Независимо от варианта задания исходных данных в первую очередь определяется среднегодовое $Q_{ср}$, м^3/мин, а в варианте Б еще и среднесуточное Q_s , м^3 /сут, потребление воздуха. При определении суточного потребления воздуха Q_s учитывается число и продолжительность рабочих смен в сутки. Кроме того, необходимо учитывать потери сжатого воздуха в системе. Считают обычно, что непроизводительные расходы воздуха составляют 10 - 15 % от полезно затраченных.

Тогда при трехсменной работе КС и продолжительности смены 8 часов эти расходы составят:

$$Q_{ср} = \frac{1{,}1 \cdot Q_г}{\tau_г \cdot 60}, \qquad (1.1)$$

$$Q_s = \frac{1{,}1 \cdot Q_г \cdot 24}{\tau_г \cdot 60}, \qquad (1.2)$$

где $\tau_г$ - число часов использования нагрузки в году.

2. Оцениваются максимально длительное $Q_{м.д}$ и максимально возможное $Q_{м.в}$, м^3/мин, воздухопотребление:

в варианте А (при заданных коэффициентах неравномерности)

$$Q_{м.д} = k_{м.д} \cdot Q_{ср}, \qquad (1.3)$$

$$Q_{м.в} = k_{м.д} \cdot Q_{ср} \qquad (1.4)$$

в варианте Б по суточному почасовому графику воздухопотребления оцениваются значения относительных часовых расходов (см. рис. 1):

максимально возможный $Q_{м.в}$ в процентах от Q_s (высшая точка графика) и максимально длительный $Q_{м.д}$ в процентах от Q_s (непрерывная работа КС меньше одного часа). Тогда расчетные значения расходов $Q_{м.д}$ и $Q_{м.в}$, м^3/мин, определяются из соотношений:

Q, в % от S_{max}

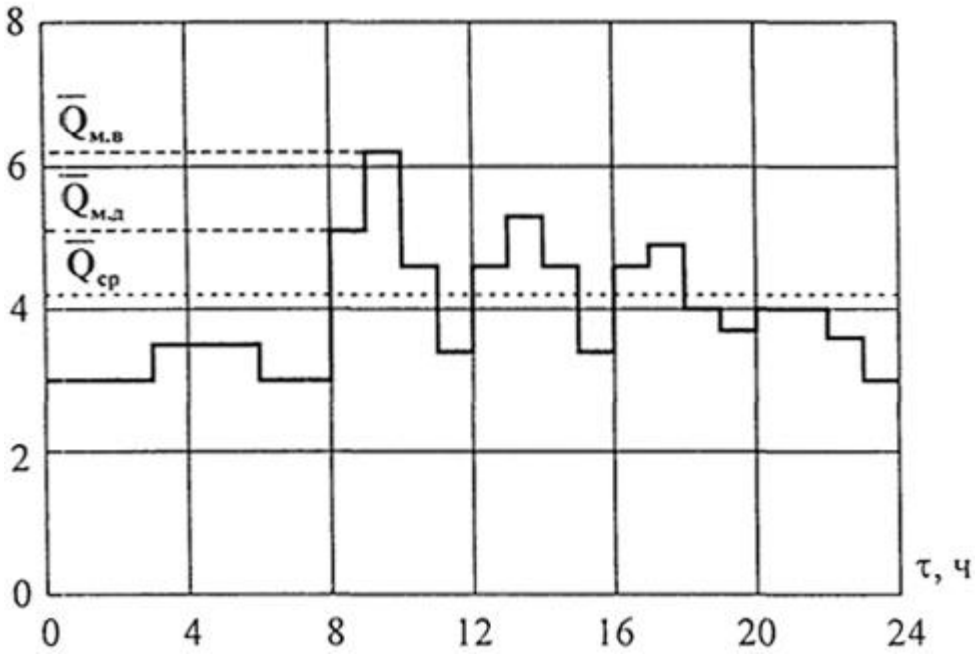


Рис. 1. Суточный почасовой график воздухопотребления

$$Q_{М.Д.} = \frac{\bar{Q}_{М.Д.} \cdot Q_{ср}}{\bar{Q}_{ср}}, \quad (1.5)$$

$$Q_{М.В.} = \frac{\bar{Q}_{М.В.} \cdot Q_{ср}}{\bar{Q}_{ср}}, \quad (1.6)$$

Обычно $Q_{м.д} = (0{,}75 \div 0{,}95)Q_{м.в}$

3. С учетом требуемых расходов и давлений выбирается тип компрессоров, устанавливаемых на КС, и назначается рабочая нагрузка $Q_{раб}$, м^3/мин.

Окончательный выбор типа компрессора может быть выполнен только на основании технико-экономического сравнения нескольких возможных вариантов. Ориентировочно считают, что при средней нагрузке КС $Q_{ср} < 400$ м^3/мин целесообразно устанавливать поршневые компрессоры, при больших значениях - центробежные или осевые турбокомпрессоры (ТК).

Установленная производительность КС $Q_{уст}$ складывается из рабочей $Q_{раб}$ и резервной $Q_{рез}$ м^3/мин, производительностей:

$$Q_{уст} = Q_{раб} + Q_{рез} \quad (1.7)$$

При этом следует учитывать, что обычно $Q_{уст} \geq Q_{м.в}$ (+ 5 %)

Если технологический потребитель воздуха не допускает снижения его подачи, то рабочая производительность станции $Q_{раб}$ принимается равной максимально длительной нагрузке $Q_{м.д}$ предприятия: $Q_{раб} \approx Q_{м.д}(\pm 5 \div 10\ \%)$

Если снижение подачи воздуха допустимо, то как правило $Q_{раб} = (0{,}75 \div 0{,}9)Q_{м.д}$.

Для КС с турбокомпрессорами обычно принимают: $Q_{раб} \approx Q_{м.д}$.

4. Производится выбор типоразмеров компрессоров, устанавливаемых на КС.

С учетом требуемого давления нагнетания по справочным данным (см. табл. 10-12 приложения) подбираются компрессоры, позволяющие покрыть заданную нагрузку. При выборе числа рабочих $n_{раб}$ и резервных $n_{рез}$ машин следует руководствоваться следующими опытно-обоснованными рекомендациями:

а) считается достаточным с точки зрения надежности при $n_{раб} \leq 7$ принимать число резервных машин $n_{рез} = 1$;

б) оптимальное число рабочих поршневых компрессоров на станции составляет $n_{раб} = 4 \div 6$;

в) оптимальное число рабочих турбокомпрессорных машин составляет $n_{раб} = 3 \div 4$.

Предпочтение следует отдавать однотипным и с одинаковой производительностью машинам. Однако при сложном графике нагрузки можно выбирать машины разных типоразмеров.

При выборе типоразмеров рабочих и резервных машин необходимо соблюдать основное правило резерва: резерв должен быть не меньше производительности самого крупного компрессора, устанавливаемого на станции, т.е.

$$Q_{рез} \geq Q_к^{наиб}, \quad (1.8)$$

где $Q_к^{наиб}$ -производительность наиболее крупного компрессора на КС.

Если устанавливаются машины одного типоразмера, то их число наиболее просто оценивается следующим образом: задаются рядом чисел рабочих компрессоров $n_{раб}$ (из области оптимума) и в каждом варианте оценивается возможная производительность единичного компрессора $Q_к^{возм}$ из следующих соотношений:

$$n_{уст} = n_{раб} + 1, \quad (1.9)$$

$$Q_к^{возм} = Q_{м.в}/n_{уст} \quad (1.10)$$

По справочнику подбираются ближайшие (большие) типоразмеры компрессора $Q_к \geq Q_к^{возм}$, проверяются приведенные выше рекомендации и выбирается устраивающий вариант.

Необходимо учитывать также, что в одном помещении устанавливается не более 8-ми компрессоров.

5. Окончательно определяются все виды производительностей компрессорной станции

$$Q_{раб} = n_{раб} \cdot Q_к, \quad (1\ 11)$$

$$Q_{рез} = n_{рез} \cdot Q_к, \quad (1.12)$$

$$Q_{уст} = Q_{раб} + Q_{рез}, \quad (1.13)$$

6 Оценивается значение коэффициента резерва $n_{рез}$ обычно

$$\eta_{рез} = \frac{Q_{уст} - Q_к^{наиб}}{Q_р} = 0{,}95 \div 1{,}0, \quad (1.14)$$

где $Q_р$ - расчетная рабочая производительность компрессорной станции.

Обычно принимают $Q_р = Q_{м.д}$.

Если величина коэффициента резерва не вписывается в указанный диапазон значений, то выбирают другие типоразмеры компрессоров.

2. СОСТАВЛЕНИЕ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ СХЕМЫ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ

Состав оборудования и схема КС зависят от типа компрессора, принятого к установке на станции.

Примеры принципиальных воздушных схем компрессорных станций приведены на рис. 2 и 3.

Помимо компрессорной установки в состав КС входит система осушки воздуха. Она может быть составлена из блоков осушки холодом или блока адсорбционной сушки. Могут быть использованы и оба блока одновременно с последовательной схемой включения.

Если блок осушки холодом устанавливается за каждым воздушным компрессором, то он обычно представляет собой компрессорно-конденсаторный агрегат в комплексе с испарителем-воздухоохладителем и влагоотделителем.

На малых и средних КС возможно также использование схемы с одной ХМ на общий поток сжатого воздуха. В таком случае более удобной может оказаться схема холодоснабжения с промежуточным хладоносителем.

При охлаждении воздуха до положительных температур можно использовать стандартные воздухоосушительные блоки (см. табл. 24 приложения). При более глубоком охлаждении воздуха следует применять схему, позволяющую избежать закупорки воздухоохладителей-осушителей (ООВ) ледяной шубой (см. рис. 2 и 3).

Регенеративный подогрев осушенного воздуха в РТО позволяет уменьшить в значительной степени (до 60 %) холодопроизводительность ХМ и расход воды в концевом охладителе воздуха (ВОК).

Если производственное водоснабжение КС осуществляется от оборотной системы предприятия, то она на схеме не изображается. Если для КС предусматривается собственная локальная оборотная система водоснабжения - она отображается на схеме и подлежит тепловому и гидравлическому расчетам.

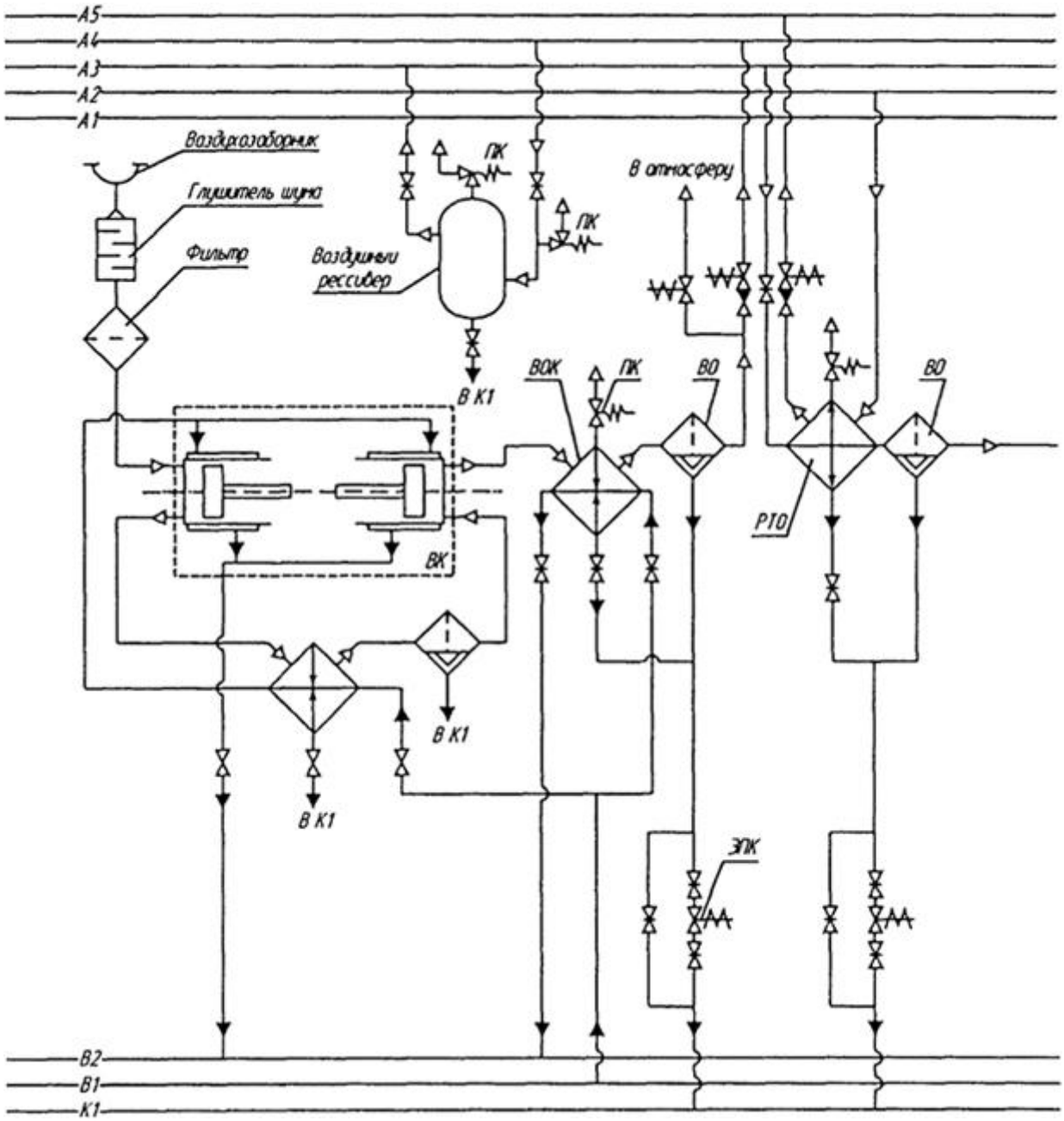


Рис. 2. Принципиальная воздушная схема компрессорной станции с поршневыми компрессорами: ООВ - охладитель осушитель воздуха; П - переключатель; ВО - влагоотделитель; ПВ - подогреватель воздуха; ХМ -машина холодильная; ХН - хладоноситель; ЭПК - клапан с электроприводом; ОК - обратный клапан; РВ - регулирующий вентиль; ЗД - задвижка; А1, А2, А3, А4, А5 - коллекторы воздуха; Bl, В2 - коллекторы оборотной воды; К1 - коллектор продувочной воды

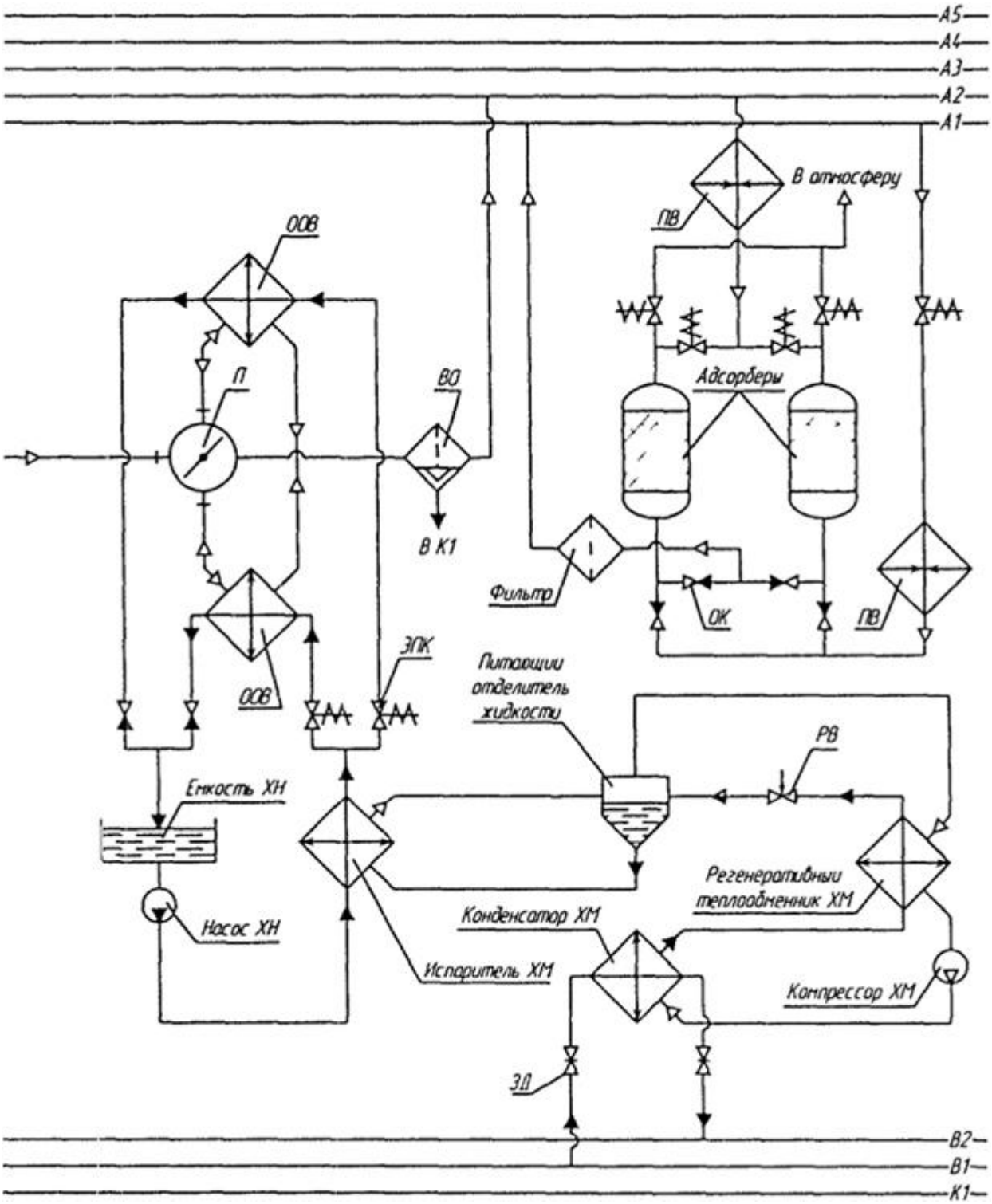


Рис. 2. Продолжение

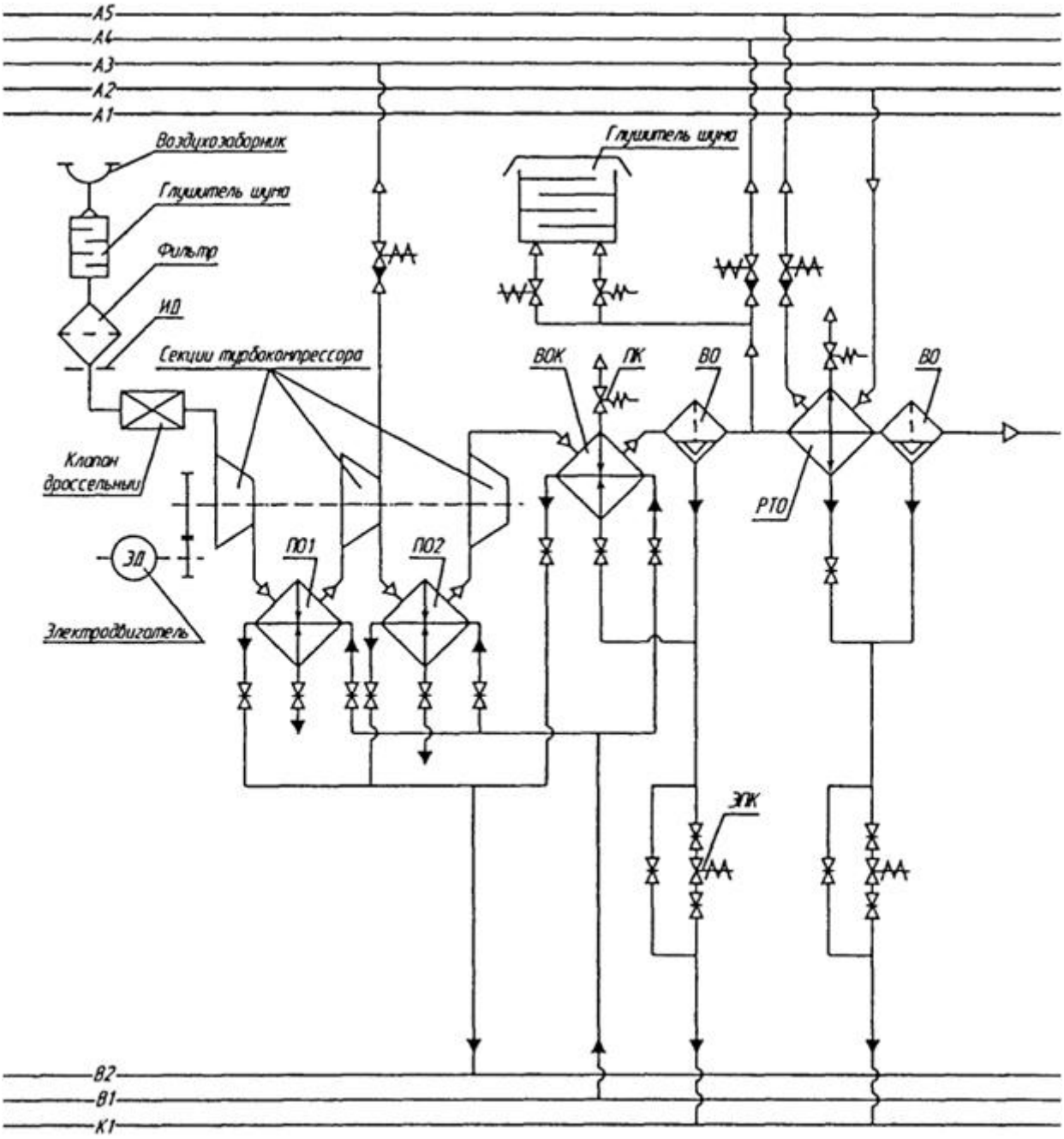


Рис. 3. Принципиальная воздушная схема компрессорной станции с турбокомпрессорами: П01, ПО2 - охладители воздуха промежуточные; ВОК -охладитель воздуха концевой; РТО - теплообменник воздуха регенеративный; ВО - влагоотделитель; ПК - клапан предохранительный; ЭПК - клапан с электроприводом; ИД - измерительная диафрагма; А1, А2, А3, А4, А5 - коллекторы воздуха; В1, В2 - коллекторы оборотной воды; К1 - коллектор продувочной воды

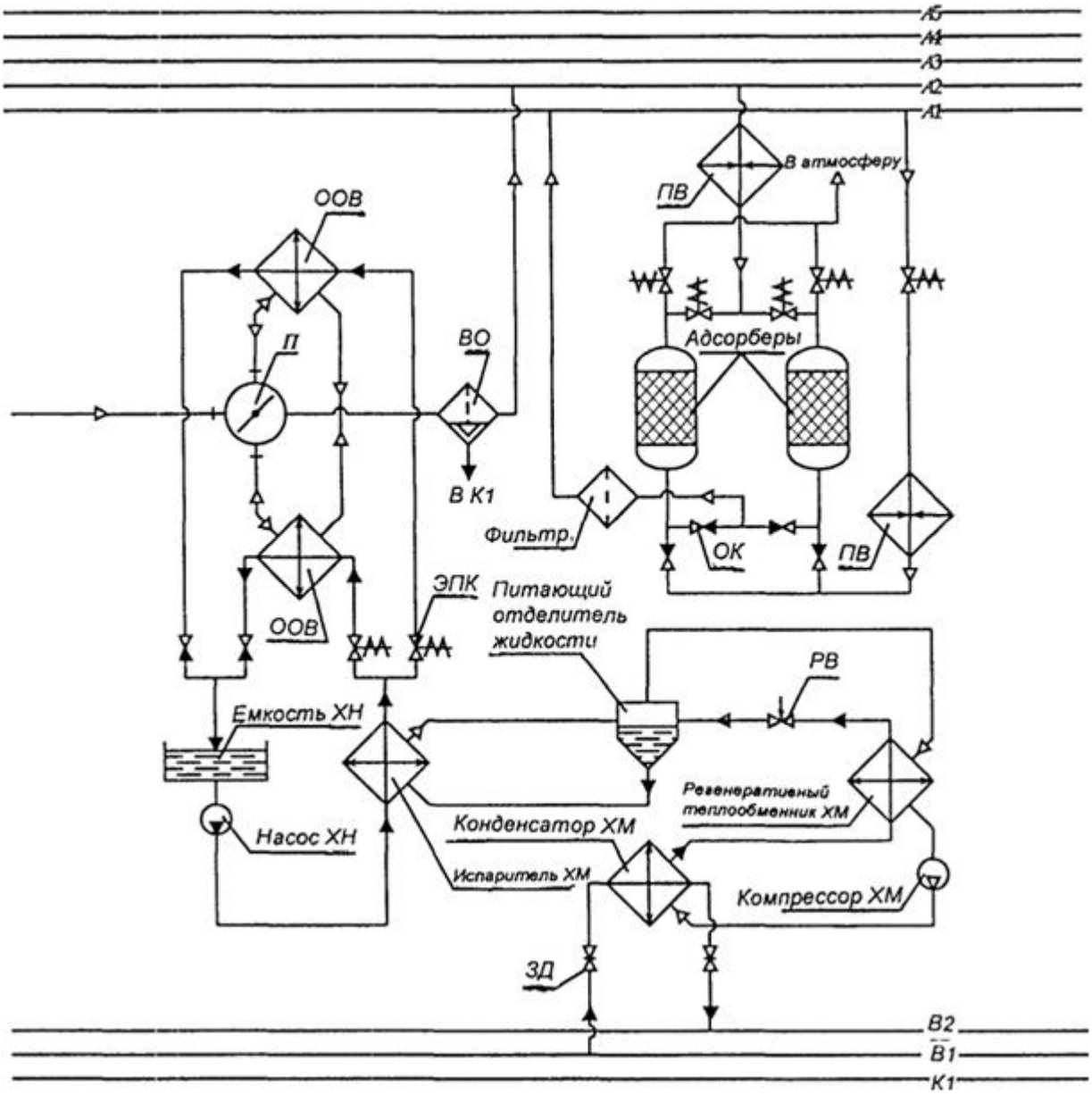


Рис. 3. Продолжение

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДЫ В ОБОРОТНОЙ СИСТЕМЕ ТЕХНИЧЕСКОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Значение температуры воды зависит от типа водоохлаждающего устройства и климатических условий работы системы.

Так как к началу расчета, как правило, неизвестен расход воды, то невозможно точно определить и ее температуру. Поэтому расчет температуры воды ведется в два этапа.

На первом этапе оценивается приблизительное значение температуры охлажденной воды. При этом выбирается только тип водоохлаждающего устройства и желаемый режим его работы. В оптимальном режиме работы (при расчетных значениях ширины зоны охлаждения и плотности орошения) оценивается первоначальное значение температуры воды, которое используется для проведения тепловых расчетов компрессорных установок.

После того, как из тепловых расчетов водопотребляющих установок определится общий расход охлаждающей воды, реализуется второй этап, который будет изложен в разделе 8.

3.1. Оценка расчетных параметров наружного воздуха

1. Расчетные параметры наружного воздуха следует определять по СНиП (см. табл. 1 приложения) для теплого периода года по графе "Параметр Б" (необеспеченность 200 часов): барометрическое давление P_a МПа; температура t_a, °С; энтальпия i_a , кДж/кг.

2. С помощью *i,d*-диаграммы для атмосферного воздуха определяются относительная влажность воздуха φ, его влагосодержание d, г/кг, значения температур точки росы $t_{т.р}$ и мокрого термометра $t_{м.т}$, °С.

3.2. Предварительный расчет температуры охлажденной в градирне воды t_{w1}

Для облегчения задачи расчет ведется с помощью графика, в следующей последовательности:

1. Выбираются тип оросительного устройства и значение плотности орошения воды в градирне g, л/(м^2·с) (или м^3/(м^2·ч)):

- - в оросителях брызгального типа плотность орошения выбирают в пределах g = 1,4 ÷ 1,7 л/(м^2·с)
- - в градирнях с капельными оросителями g = 1,7 ÷ 2,2 л/(м^2·с);
- - в пленочных оросителях выбирают g = 2,2 ÷ 4,4 л/(м^2·с).

2. Наиболее часто применяются вентиляторные градирни пленочного типа. Ширина зоны охлаждения воды в вентиляторной пленочной градирне Δt_w, °С (или К), обычно выбирается в диапазоне:

$\Delta t_w = t_{w2} - t_{w1} = 4 \div 6$ °С.

3. Для вентиляторных градирен оценивается предварительное значение температуры охлажденной воды t_{w1}, которое равно температуры влажного (мокрого) термометра $t_{м.т} \pm (5 \div 8)$°С.

4. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВОЗДУШНОЙ МАГИСТРАЛИ

Аэродинамический расчет выполняется с целью определения диаметров воздухопроводов и оценки значения давления нагнетания компрессорных установок (КУ).

Порядок расчета:

1. Составляется расчетная схема магистрали и принимаются условные обозначения параметров воздуха в характерных точках схемы (см. рис. 5).

На схеме изображаются коллекторы компрессорной станции и потребителя. Произвольно отображается воздушная магистраль, с учетом принятых к установке на ней поворотов, тройников, задвижек и других элементов арматуры.

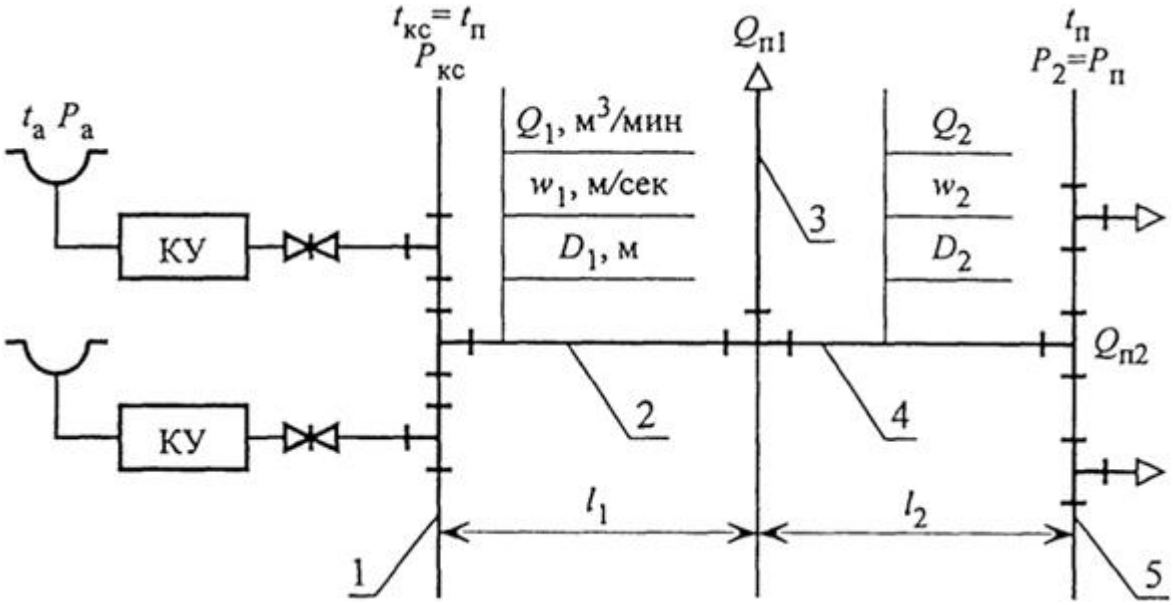


Рис. 4. Пример расчетной схемы воздушной магистрали: 1 - нагнетательный коллектор компрессорной станции; 2 - первый участок воздушной магистрали; 3 - ответвление к первому потребителю воздуха; 4 - второй участок воздушной магистрали; 5 - коллектор разбора воздуха у второго потребителя

2. Массовые расходы воздуха на участках магистрали G_i, кг/с, определяются по заданному объемному воздухопотреблению:

$$G_i = \frac{\rho_0 \cdot Q_i}{60}, \qquad (4.1)$$

где i - номер участка; Q_i объемный расход воздуха на i-м участке (в соответствии с заданным потреблением), м^3/мин.

Объемные расходы воздуха у потребителей ($Q_{п1}$ и $Q_{п2}$ на рис. 4) обычно заданы при нормальных (стандартных) атмосферных условиях: t_0 = 0 °С; P_0 = 760 мм рт.ст; ρ_0 = 1,293 кг/м^3.

В качестве расчетного расхода воздуха от компрессорной станции $Q_{в.р}$ следует принимать сумму рабочих расходов всех потребителей. Если она неизвестна, то принимают:

а) при установке на КС поршневых компрессоров $Q_{в.р} \approx Q_{ср}$;

б) при отпуске воздуха от турбокомпрессоров $Q_{в.р} \approx Q_{м.д.}$.

3. Ориентировочно оцениваются (в первом приближении) приведенные длины участков $l'_{пр}$, м:

$$l'_{прi} = (1{,}05 \div 1{,}2) \cdot l_i, \qquad (4.2)$$

где меньшие значения числового коэффициента (учитывающего наличие местных сопротивлений) выбираются для более длинных участков, l_i - длина участка, м.

4. Принимается приближенное значение удельного падения давления на участках, которое в среднем составляет: $\Delta P_{уд} = 40 \div 70$ Па/м. Меньшие значения числового коэффициента соответствуют большим значениям расходов.

5. Оцениваются падения давления на участках магистрали $\Delta P'_i$, Па:

$$\Delta P'_i = \Delta P_{уд} \cdot l'_{прi}. \qquad (4.3)$$

Здесь и далее помеченные индексом "штрих" величины относятся к 1-му приближению в расчете, "два штриха" - ко 2-му приближению и т.д.

6. Определяются средние параметры воздуха на участках:

а) давление $P'_{срi}$ МПа:

$$P'_{срi} = P'_i + 0{,}5 \cdot \Delta P'_i; \qquad (4.4)$$

б) температура воздуха $t_{срi}$, °С, принимается неизменной по длине магистрали (охлаждением пренебрегаем): $t_{срi} = t_п = t_{кс}$;

в) плотность воздуха на участках $\rho'_{срi}$, кг/м^3:

$$\rho'_{срi} = \rho_0 \cdot \frac{P'_{срi} \cdot T_0}{P_0 \cdot T_{срi}}, \qquad (4.5)$$

где индексом "0" помечены параметры стандартных атмосферных условий.

7. Вычисляются действительные средние объемные расходы воздуха на участках воздухопровода $Q'_{срi}$, м^3/с

$$Q'_{срi} = G_i / \rho'_{срi}. \qquad (4.6)$$

8. Принимается величина экономически оптимальной скорости воздуха в трубопроводе $w_{опт}$, м/с. В диапазоне давлений 0,6 ÷ 0,8 МПа она обычно составляет 12 ÷ 15 м/с. Меньшее значение соответствует более длинным и тонким трубопроводам. В шлангах и всасывающих трубопроводах принимают $w_{опт} = 8 \div 10$ м/с.

9. С помощью уравнения расхода определяются ориентировочные значения внутренних диаметров труб на участках $D^{расч}_{внi}$, м:

$$D^{расч}_{внi} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q'_{срI}}{\pi \cdot \omega_{опт}}}, \qquad (4.7)$$

10. В соответствии с сортаментом выпускаемых труб выбираются ближайшие значения внутренних диаметров труб на участках $D^{гост}_{внi}$, м, оцениваются их абсолютная Δ, м, и относительная *e* шероховатость (см. табл. 4 и 5 приложения). Для воздухопроводов обычно принимается Δ = 0,8 ÷ 1,0 мм , тогда

$$e_i = \Delta / D^{гост}_{внi} . \qquad (4.8)$$

11. По уравнению расхода вычисляются фактические скорости воздуха на участках w'_i, м/с:

$$\omega_i^{'} = \frac{4 \cdot Q_{cpi}^{'}}{\pi \cdot \left(D_{внi}^{гост}\right)^2}, \qquad (4.9)$$

12. Оцениваются режимы течения воздуха в трубах по значению числа Рейнольдса:

$$Re_i^{'} = \frac{\omega_i^{'} \cdot D_{внi}^{гост} \cdot \rho_{cpi}^{'}}{\mu_в}, \qquad (4.10)$$

где $\mu_в$ - коэффициент динамической вязкости потока воздуха в трубе (зависит от температуры воздуха $t_{ср}$, см. табл. 9 приложения), Па·с.

13. Определяются границы применимости формул и рассчитываются значения коэффициентов трения для всех участков воздухопровода:

если $2320 < Re_i^{'} \le {}^{10}/_{e_i}$, $mo \quad \lambda_i^{'} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{68}{Re_i^{'}}\right)^{0{,}25}$; (4.11)

если ${}^{10}/_{e_i} < Re_i^{'} \le {}^{500}/_{e_i}$, $mo \quad \lambda_i^{'} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{68}{Re_i^{'}} + e_i\right)^{0{,}25}$; (4.12)

если $Re_i^{'} > {}^{500}/_{e_i}$, $mo \quad \lambda_i^{'} = 0{,}11 \cdot {e_i}^{0{,}25}$; (4.13)

14. Уточняются приведенные длины участков магистрали $l''_{пр}$, м:

$$l''_{пр} = \sum l_i + l_{экв i} , \qquad (4.14)$$

где эквивалентные длины местных сопротивлений $l_{экв.i}$, м, определяются по справочным данным (см. табл. 6 приложения). При отсутствии значений эквивалентных длин их можно вычислить по формуле

$$\sum l_i = \frac{\sum \xi_{M.C.i} \cdot D_{внi}^{гост}}{\lambda_i}, \qquad (4.15)$$

где $\zeta_{м.сi}$ - коэффициенты местных сопротивлений на участках (см. табл. 7 приложения).

15. Вычисляются потери давления в трубопроводе по участкам во втором приближении $\Delta P''_i$, Па:

$$\Delta P_i^{''} = \lambda_i^{'} \cdot \frac{l_{прi}^{''}}{D_{внi}^{гост}} \cdot \frac{\left(\omega_i^{'}\right)^2}{2} \cdot \rho_{cpi}^{'}, \qquad (4.16)$$

а также действительные давления воздуха в началах участков, МПа. На рассматриваемом примере схемы (рис. 4): $P''_1 = P_2 + \Delta P''_2$, $P''_{кс} = P_1 + \Delta P''_1$.

16. По фактическим значениям давлений и их потерь на участках определяются действительные средние плотности воздуха в трубопроводе $\rho''_{ср}$, кг/м^3:

$$\rho''_{cpi} = \rho_0 \cdot \frac{P''_{cpi} \cdot T_0}{P_0 \cdot T_{cpi}}, \qquad (4.17)$$

где P''_{cpi} - значения средних давлений воздуха на участках, которые вычисляются аналогично п. 6, МПа.

17. Проверяется расхождение полученных значений средних плотностей воздуха с принятыми ранее (см. п. 6). Если

$$\delta = \left| \frac{\rho'_{cpi} - \rho''_{cpi}}{\rho'_{cpi}} \right| \cdot 100 > 2{,}5\% \ , \qquad (4.18)$$

то следует сделать расчет третьего приближения, начиная с п. 7.

Если отклонение в значениях плотности не превышает 2,5 %, то в качестве конечного результата расчета принимается последнее значение $P_{кс} = P_с$ (давление в начале сети).

Аналогично осуществляется расчет и других трубопроводов (например, на участке от выходного патрубка сухого воздуха РТО до нагнетательного коллектора КС). Следует отметить, что достаточно точный аэродинамический расчет возможен только после выполнения монтажного чертежа воздуховодов.

5. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХООСУШИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Примеры принципиальных схем воздухоосушительных установок в составе компрессорной станции приведены на рис. 2 и 3.

Полный аэродинамический расчет воздухоосушительной установки возможен только после определения состава и геометрических характеристик всего оборудования, установленного по воздушному тракту, а также режимов его работы. На данном этапе разработки это невозможно. Поэтому в качестве первого приближения принимаем среднестатистические оценочные значения потерь давления в теплообменных аппаратах (ТО) и влагоотделителях (ВО) системы осушки воздуха.

Ориентировочно принимают: $\Delta P_{то} = 10 \div 15$ кПа и $\Delta P_{во} = 3 \div 5$ кПа.

Тогда, согласно расчетной схеме (рис 7), значения давлений воздуха в характерных точках схемы воздухоосушительной установки (табл 1, 2 и 3) будут определяться соотношениями, МПа:

$$P_3 = P_{кс} + \Delta P_{рто};$$

$$P_2 = P_3 + \Delta P_{оов} + \Delta P_{во}; \qquad (5.1)$$

$$P1 = P_2 + \Delta P_{рто} + \Delta P_{во};$$

Итогом такого расчета является значение давления нагнетания воздуха компрессорной установкой $P_{ку} = P_l$, МПа, так как потери давления в 1-м ВО (после ВОК) учитываются при оценке аэродинамических потерь в ВОК в тепловом расчете КУ.

Температура воздуха при этом остается без изменения $T_{ку} = T_l$.

6. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ

При проведении поверочного теплового (термодинамического) расчета выбранного компрессора в заданных условиях его работы определяются:

- потребляемая компрессором электрическая мощность;

- тепловые нагрузки всех теплообменных аппаратов КУ;

- удельный расход электрической энергии на производство 1000 м сжатого воздуха.

Дополнительные данные, зависящие от конструктивных особенностей оборудования КС, могут выбираться в диапазонах:

$\Delta P_{вс} = P_а - P''_{вк} = 500 \div 1000$ Па - потери давления на линии всасывания компрессора;

$\sigma' = \sigma'' = 0{,}95 \div 0{,}97$ - коэффициент, учитывающий потери давления в охладителях воздуха (ПО и ВОК вместе с их влагоотделителями) в поршневой компрессорной установке (ПКУ) и $\sigma = 0{,}97 \div 0{,}98$ - в турбокомпрессорной установке (ТКУ);

$\Delta T_{охл} = 8 \div 12$ К - оптимальный температурный напор на холодном конце воздухоохладителей (недоохлаждение воздуха до температуры воды в ТО типа газ-жидкость);

$\eta_{из} = 0{,}65 \div 0{,}75$ - изотермический КПД ступеней поршневого компрессора;

$\eta_{ад} = 0{,}75 \div 0{,}86$ - изоэнтропный (адиабатный) КПД (для центробежных ступеней) компрессора;

$\eta_{эм} = 0{,}96 \div 0{,}98$ - электромеханический КПД привода.

6.1. Методика и последовательность проведения расчета поршневого компрессора

Расчет поршневого компрессора (ПК) ведется на номинальную (паспортную) производительность компрессора $Q_к$,м^3/мин.

1. Составляется расчетная схема КУ и принимаются условные обозначения параметров воздуха в характерных точках тепловой схемы компрессорной установки. Применительно к 2-ступенчатому компрессору расчетная схема с условными обозначениями параметров воздуха в характерных ее точках представлена на рис. 5.

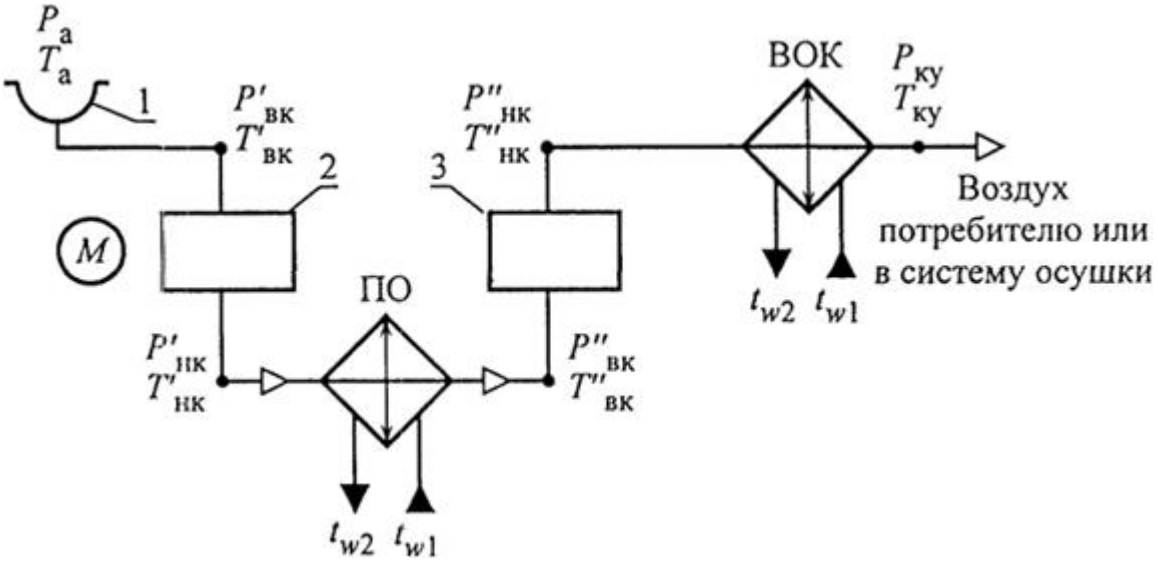


Рис. 5. Расчетная схема двухступенчатой поршневой компрессорной установки: 1 - воздухозаборник; 2 - первая ступень сжатия; 3 - вторая ступень сжатия; ПО - промежуточный охладитель; ВОК - воздухоохладитель концевой

2. Рассчитывается распределение давлений по ступеням сжатия, МПа. Значения давлений воздуха во всасывающем и нагнетательном патрубках компрессора определяются соотношениями:

$$P'_{ВК} = P_a - \Delta P_{ВС}, \quad P''_{НК} = \frac{P_{КУ}}{\sigma''}. \tag{6.1}$$

Из условия равенства работ по ступеням сжатия, принимаются равными степени повышения давления в них, поэтому

$$\varepsilon' = \frac{P'_{НК}}{P'_{ВК}} = \varepsilon'' = \frac{P''_{НК}}{P''_{ВК}}.$$

Так как

$$\varepsilon' \cdot \varepsilon'' = \frac{P'_{НК}}{P'_{ВК}} \cdot \frac{P''_{НК}}{P''_{ВК}} = \frac{P'_{НК} \cdot P_{КУ}}{(P_a - \Delta P_{ВС}) \cdot \sigma'' \cdot P'_{НК} \cdot \sigma'} = \frac{P_{КУ}}{P'_{ВК} \cdot \sigma' \cdot \sigma''} = \frac{P_{КУ}}{P'_{ВК} \cdot \sigma^2},$$

то окончательно

$$\varepsilon' = \varepsilon'' = \sqrt{\frac{P_{КУ}}{P'_{ВК} \cdot \sigma^2}}; \quad P'_{НК} = P'_{ВК} \cdot \varepsilon'; \quad P''_{ВК} = P'_{НК} \cdot \sigma'. \tag{6.2}$$

3. Теоретическая работа сжатия в охлаждаемых ступенях компрессора вычисляется по уравнению изотермического сжатия. Поэтому действительные удельные работы сжатия в 1-й и 2-й ступенях (соответственно $l'_к$ и $l''_к$, кДж/кг) будут равны:

$$l'_K = R \cdot T'_{ВК} \cdot ln(\varepsilon') \cdot \frac{1}{\eta_{из}}, \tag{6.3}$$

$$l''_K = R \cdot T''_{ВК} \cdot ln(\varepsilon'') \cdot \frac{1}{\eta_{из}}, \tag{6.4}$$

Здесь R = 0,287 кДж/(кг·К) - газовая постоянная для воздуха. Температуры воздуха на всасывающих сторонах ступеней компрессора (см. рис. 5) принимаются, К:

$$T'_{вк} = T_а; \quad T''_{вк} = T_{w1} + \Delta T_{охл}. \qquad (6.5)$$

4. Температура воздуха в конце процесса сжатия в 1-й ступени $T'_{нк}$ может быть вычислена по соотношению, К:

$$T'_{НК} = \frac{T'_{ВК}}{\lambda'_t} \cdot (\varepsilon')^{\frac{n'_c - 1}{n'_c}}, \qquad (6.6)$$

где $\lambda'_t = 1 - 0{,}01 \cdot (\varepsilon' - 1)$ - коэффициент, учитывающий подогрев воздуха при его всасывании; $n'_c = (0{,}92 \div 0{,}98) \cdot k$ - показатель политропы процесса сжатия в 1-й ступени; k = 1,4 - показатель адиабаты для воздуха.

Цифровой коэффициент в показателе политропы характеризует интенсивность охлаждения цилиндра ступени. Чем она выше, тем меньше значение коэффициента и показателя политропы.

5. Температура воздуха в конце процесса сжатия во 2-й ступени $T''_{нк}$, К, вычисляется аналогично 1-й (см. формулу (6.6)):

$$T''_{НК} = \frac{T''_{ВК}}{\lambda''_t} \cdot (\varepsilon'')^{\frac{n''_c - 1}{n''_c}}, \qquad (6.7)$$

где $\lambda''_t = \lambda'_t$ (если $\varepsilon' = \varepsilon''$); $n''_c = n'_c + 0{,}015 \cdot k$.

6. Массовая производительность компрессора $G_к$, кг/с, составит:

$$G_К = \frac{Q_{ВК} \cdot \rho'_{ВК}}{60}, \qquad (6.8)$$

где $Q_{вк}$ - объемная производительность компрессора, м^3/мин; $\rho'_{вк}$ - плотность всасываемого воздуха, кг/м3 , которая вычисляется по уже известному соотношению

$$\rho'_{ВК} = \rho_0 \cdot \frac{P'_{ВК} \cdot T_0}{P_0 \cdot T'_{ВК}}, \qquad (6.9)$$

где ρ_0 = 1,293 кг/м^3 ; T_0 = 273 К; P_0 = 0,1013 МПа - параметры воздуха при стандартных атмосферных условиях.

7. Вычисляется мощность, потребляемая компрессором $N_к$, кВт, с учетом электромеханических потерь, она равна

$$N_К = G_к \cdot \frac{l_К^{\Sigma}}{\eta_{эм}}, \qquad (6.10)$$

Определяем КПД компрессорной установки:

$$\eta_{КУ} = G_к \cdot \frac{l_К^{\Sigma}}{N_{ЭД}},$$

где $l_к^{\Sigma} = l'_к + l''_к$ - суммарная удельная работа сжатия в КУ, кДж/кг;

$N_{ЭД}$- мощность электродвигателя, кВт.

8. Вычисляются тепловые мощности промежуточного и концевого охладителей воздуха, соответственно $Q_{по}$ и $Q_{ко}$, кВт, по соотношениям:

$$Q_{по} = G_к \cdot c_{рв}(t'_{нк} - t''_{вк}), \quad (6.11)$$

$$Q_{ко} = G_к \cdot c_{рв}(t''_{нк} - t_{ку}) \quad (6.12)$$

где $c_{рв}$ - средняя изобарная теплоёмкость воздуха (см. табл. 9 приложения), кДж/(кг·К)

Однако значение температуры воздуха за ВОК $t_{ку}$ на этом этапе расчёта неизвестно. Оно определяется из уравнения теплового баланса для РТО после теплового расчета системы осушки воздуха.

9. Удельный расход электроэнергии в процессе сжатия (одной учетной единицы) воздуха $Э_{уд}$, кВт·ч/(1000 м^3), составит:

$$Э_{УД} = (l'_К + l''_К) \cdot \rho'_{ВК} \cdot \frac{1000}{3600}. \quad (6.13)$$

6.2. Методика и последовательность расчета центробежной турбокомпрессорной установки

Реальная производительность турбокомпрессорной установки (ТКУ) $Q_{вк}$, при которой должен проводиться расчет, может быть найдена только с помощью основной (газодинамической) характеристики выбранного компрессора.

При ее отсутствии допускается использование номинального (паспортного) значения расхода.

Приведенная далее методика расчета изложена применительно к 3-секционному турбокомпрессору.

1. Составляется расчетная схема турбокомпрессорной установки и принимаются условные обозначения параметров воздуха в характерных точках схемы (см. рис. 6);

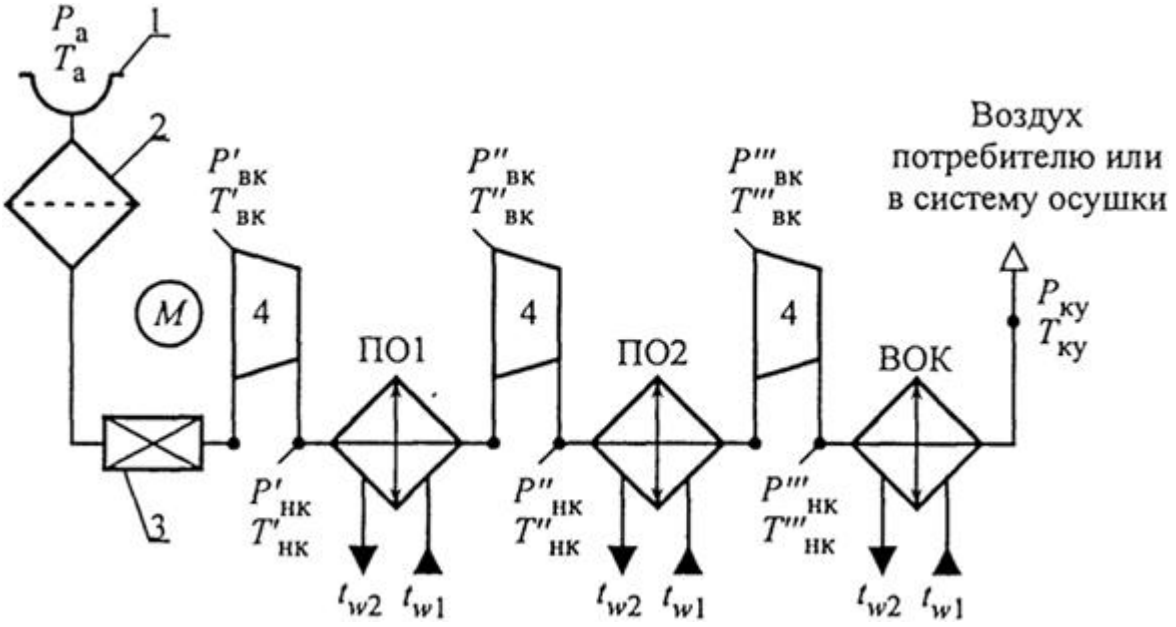


Рис. 6. Расчетная схема 3-х секционного турбокомпрессора: 1 - воздухозаборник; 2 - фильткамера; 3 - дроссельная заслонка; 4 - секции турбокомпрессора; ПО1, ПО2 - промежуточные охладители; ВОК - воздухоохладитель концевой

2. Определяется распределение значений давления воздуха по секциям компрессора. Если значения потерь давления в воздухоохладителях принять одинаковыми : σ' = σ'' = σ''' = σ, то:

$$P'_{ВК} = P_a - \Delta P_{ВС}, \quad P'''_{НК} = \frac{P_K}{\sigma}; \quad P''_{ВК} = P'_{НК} \cdot \sigma; \quad P'''_{ВК} = P''_{НК} \cdot \sigma \qquad (6.14)$$

Работа сжатия по секциям обычно одинакова, что определяет равенство степеней повышения давления в секциях:

$$\varepsilon' \cdot \varepsilon'' \cdot \varepsilon''' = \frac{P_K}{P'_{ВК} \cdot \sigma^3}; \quad \varepsilon' = \varepsilon'' = \varepsilon''' = \frac{1}{\sigma} \cdot \sqrt[3]{\frac{P_K}{P'_{ВК}}}. \qquad (6.15)$$

Значения давлений воздуха за 1-й и 2-й секциями сжатия $P'_{нк}$ и $P''_{нк}$, МПа, определяются соотношениями:

$$P'_{нк} = P'_{вк} \cdot \varepsilon'; \quad P''_{нк} = P''_{вк} \cdot \varepsilon''. \qquad (6.16)$$

3. Рассчитываются удельные работы сжатия воздуха $l_к$, кДж/кг, по секциям:

$$l'_K = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T'_{ВК} \cdot \left[(\varepsilon')^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_{АД}} \qquad (6.17)$$

$$l''_K = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T''_{ВК} \cdot \left[(\varepsilon'')^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_{АД}} \qquad (6.18)$$

$$l'''_K = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T'''_{ВК} \cdot \left[(\varepsilon''')^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_{АД}} \qquad (6.19)$$

Здесь k = 1,4 и R = 0,287 кДж/(кг-К) - показатель адиабаты и газовая постоянная для воздуха.

Уровень температур воздуха за ПО определяется эффективностью работы теплообменников и значением температуры охлаждающей воды. С учетом минимального температурного

напора на холодном конце теплообменника $\Delta T_{охл}$ значения температур воздуха на входе в секции сжатия $T_{вк}$, $T''_{вк}$ и $T'''_{вк}$, К, принимаются:

$$T_{вк} = T_а; \quad T''_{вк} = T'''_{вк} = T_{w1} + \Delta T_{охл}. \tag{6.20}$$

4. Рассчитываются значения температур воздуха в концах процессов сжатия по секциям $T_{нк}$, К:

$$T'_{НК} = T'_{ВК} + \frac{l'_К}{C_{рв}}; \; T''_{НК} = T''_{ВК} + \frac{l''_К}{C_{рв}}; T'''_{НК} = T'''_{ВК} + \frac{l'''_К}{C_{рв}}; \tag{6.21}$$

где $C_{рв}$ - средняя теплоемкость воздуха в процессе сжатия, кДж/(кг·К).

5. Массовая производительность компрессора $G_К$, кг/с, определяется по параметрам воздуха на всасывании:

$$G_К = \frac{Q_{ВК} \cdot \rho_{ВК}}{60}, \tag{6.22}$$

где $Q_{вк}$ - объемная производительность компрессора, м^3/мин; $\rho_{вк}$ - плотность воздуха на всасывании (в условиях определения $\rho_{вк}$), вычисляется по соотношению, кг/м^3:

$$\rho_{ВК} = \rho_0 \cdot \frac{P'_{ВК} \cdot T_0}{P_0 \cdot T'_{ВК}}, \tag{6.23}$$

Здесь ρ_0 = 1,293 кг/м3 , T_0 = 273 К, P_0 = 0,1013 МПа - параметры воздуха, соответствующие стандартным атмосферным условиям.

6. С учетом электромеханических потерь вычисляется электрическая мощность, потребляемая компрессором $N_к$, кВт:

$$N_К = G_к \cdot \frac{l_К^{\Sigma}}{\eta_{эм}}, \tag{6.24}$$

где $l_к^{\Sigma} = l'_к + l''_к = l'''_к$ -суммарная удельная работа сжатия, кДж/кг.

Определяем КПД компрессорной установки:

$$\eta_{КУ} = G_к \cdot \frac{l_К^{\Sigma}}{N_{ЭД}},$$

где $l_к^{\Sigma} = l'_к + l''_к$ - суммарная удельная работа сжатия в КУ, кДж/кг;

$N_{ЭД}$- мощность электродвигателя, кВт.

7. Оцениваются тепловые мощности всех теплообменников-воздухоохладителей $Q_{то}$, кВт:

$$Q_{по1} = G_к \cdot c_{рв}(T'_{нк} - T''_{вк}), \tag{6.25}$$

$$Q_{по2} = G_к \cdot c_{рв}(T''_{нк} - T'''_{вк}), \tag{6.26}$$

$$Q_{вок} = G_к \cdot c_{рв}(T'''_{нк} - T_{ку}), \tag{6.27}$$

где $c_{рв}$ - средняя изобарная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К).

Однако при наличии в схеме осушки воздуха регенеративного теплообменника, значение температуры воздуха $T_{ку}$ за ВОК пока неизвестно. Оно определяется из уравнения теплового баланса РТО при расчете системы осушки воздуха.

8. Определяется удельный расход электрической энергии на сжатие воздуха $Э_{уд}$, кВт·ч/1000 м^3 :

$$Э_{УД} = l_K^{\Sigma} \cdot \rho'_{ВК} \cdot \frac{1000}{3600}. \qquad (6.28)$$

7. РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОСУШКИ СЖАТОГО ВОЗДУХА

Целью данного расчета является:

а) определение параметров воздуха (*T, P,d*) во всех характерных точках схемы;

б) выбор необходимого оборудования для обеспечения заданных значений этих параметров;

в) оценка расходов энергоресурсов в системе осушки воздуха при номинальном режиме ее работы.

Расчетная схема системы осушки воздуха охлаждением приведена на рис. 7.

При выполнении данного расчета необходимо:

а) вычислить значение температуры охлаждения воздуха $T_З = T_{нас}$, необходимое для достижения заданного влагосодержания $d_п$ г/кг;

б) оценить в остальных обозначенных точках схемы значения температур воздуха и его влагосодержания;

в) рассчитать тепловые нагрузки $Q_{то}$, кВт, всех теплообменников схемы и ориентировочно оценить их поверхности теплообмена $F_{то}$, м^2 ;

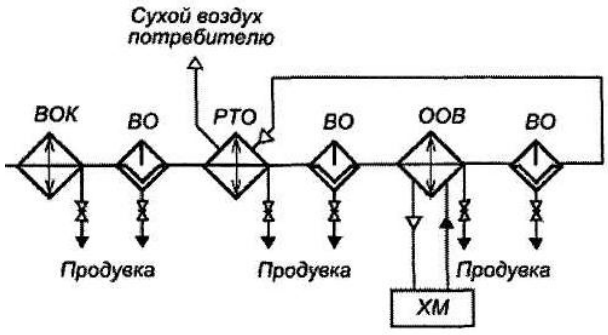


рис. 7. Расчетная схема воздухоосушительной установки: ВОК - воздухоохладитель концевой; ВО - влагоотделитель; РТО - регенеративный теплообменник; ООВ - охладитель осушитель воздуха; ХМ - холодильная машина

- г) определить требуемую холодопроизводительность источника холода Q_0, кВт, назначить рабочие температуры кипения T_0 и конденсации $T_к$ хладоагента;

- д) произвести выбор холодильной машины и определить ее рабочую холодопроизводительность с учетом реальных условий работы;
- е) выполнить термодинамический расчет холодильной машины (ХМ), и определить ее основные показатели работы.

Расчет производится в следующей последовательности.

1. Температура воздуха в точке 3 t_3 (см. рис. 7), обеспечивающая заданное влагосодержание, определяется по давлению насыщения водяных паров $P_н$ ($t_3 = t_н$) с помощью термодинамических таблиц (см. табл. 8 приложения). Значение давления $P_н$, Па, вычисляется по заданному влагосодержанию $d_п$, г/кг, из известного соотношения:

$$P_H = \frac{d_H \cdot P_3}{622 + d_H}, \qquad (7.1)$$

где $P_н$ - искомое парциальное давление водяных паров в воздухе, когда при заданном значении влагосодержания $d_п = d_н$ наступает насыщение, Па; $P = P_3$ - давление влажного воздуха в охладителе-осушителе воздуха, Па.

2. Вычисляется общее количество влаги, выпадающей во всех аппаратах системы осушки воздуха. При этом за каждым ТО, в которых происходит охлаждение воздуха, вычисляется насыщающее влагосодержание $d_н$. Если оно больше влагосодержания исходного воздуха (на входе в ТО) $d_{вх}$, то выпадения влаги не происходит. Если $d_{вх} > d_н$, то влага выпадает в количестве $d_{вып}$, г/кг:

$$d_{вып} = d_{вх} - d_н. \qquad (7.2)$$

3.Для определения значений температур в точках 1 и 2 составляется уравнение теплового баланса для регенеративного теплообменника РТО (см. рис. 7). В балансовом уравнении теплота конденсации водяных паров, содержащихся в воздухе, не учитывается. Если нет отбора части воздуха на адсорбционную досушку, то уравнение теплового баланса для РТО записывается:

$$G_К \cdot c_{рв}(t_{кс} - t_3) = G_к \cdot c_{рв}(t_1 - t_2). \qquad (7.3)$$

Принимается оптимальный средний температурный напор между теплоносителями в теплообменнике $\Delta T_{ср}$. Для теплообменника типа "воздух-воздух" этот напор обычно составляет $\Delta T_{ср} = 18 \div 22$ К. Так как теплоемкости и массовые расходы сухого и влажного воздуха практически одинаковы, то температуры в точках 1 и 2 (см. рис. 7) определяются соотношениями, К:

$$T_1 = T_{кс} + \Delta T_{ср}; \quad T_2 = T_3 + \Delta T_{ср}. \qquad (7.4)$$

4. Тепловая нагрузка ВОК и осушителя воздуха ООВ (см. рис. 7) $Q_{вок}$ и Q'_0, кВт, определяется из уравнения теплового баланса:

$$Q_{вок} = G_к \cdot c_{рв}(t''_{нк} - t_1), \qquad (7.5)$$

$$Q'_0 = G_к \cdot c_{рв}(t_2 - t_3). \qquad (7.6)$$

5. С учетом теплопритоков через изоляцию хладопроводов ($q_{из} = 12 \div 15$ от Q'_0) определяется требуемая холодопроизводительность источника холода Q_0, кВт:

$$Q_0 = (1{,}12 \div 1{,}15) \cdot Q'_0. \qquad (7.7)$$

6. Выбираются хладоагент и схема холодоснабжения, если они не заданы. С учетом температурных напоров в теплообменных аппаратах оцениваются рабочие температуры кипения t_0, °С, и конденсации $t_к$, °С, хладоагента в основных аппаратах ХМ:

<u>в схеме с промежуточным хладоносителем (ХН)</u>

$$t_к = t_{w2} + \Delta t_к, \quad t_0 = t_{s2} - \Delta t_и, \qquad (7.8)$$

где $\Delta t_к = 4 \div 6$ °С - минимальный температурный напор в конденсаторе (на горячем конце теплообменника) при охлаждении его водой (см. рис. 7);

$\Delta t_к = 10 \div 15$ °С - то же, при охлаждении воздухом;

$t_{s2} = t_3 - \Delta t_{оов}$ - температура хладоносителя на выходе из испарителя, °С;

$\Delta t_{оов} = 6 \div 8$ °С - минимальный (на холодном конце) температурный напор в охладителе-осушителе воздуха ООВ, как в теплообменнике типа "жидкость - газ";

$\Delta t_и = 3 \div 5$ °С - минимальный температурный напор в испарителе холодильной машины;

<u>при использовании схемы с непосредственным испарением хладоагента (ХА) в охладителе-осушителе:</u>

$$t_0 = t_3 - \Delta t_{оов}, \qquad (7.9)$$

где $\Delta t_{оов} = 4 \div 6$ °С - минимальный температурный напор в охладителе-осушителе воздуха испарительного типа.

7. По справочным данным (см. табл. 13 ÷ 21 приложения) о серийно выпускаемых холодильных машинах и по требуемым рабочим параметрам холода подбирается наиболее подходящее для системы осушки воздуха холодильное устройство:

- в схеме с промежуточным хладоносителем - агрегатированная холодильная машина;
- в схеме с непосредственным испарением ХА - компрессорно-конденсаторный агрегат.

8. Производится пересчет паспортной холодопроизводительности холодильной машины $Q_0^{ст}$ (по данным справочника) на условия ее работы в системе осушки воздуха Q_0. Делается вывод о ее пригодности. При этом холодопроизводительность выбранной машины не должна превышать требуемую больше, чем на 15 ÷ 20 %.

После выбора холодильная машина из номенклатуры серийно выпускаемых, работающих на заданном ХА, заполняют таблицу термодинамических параметров ХА (для стандартных и рабочих условий).

Таблица термодинамических параметров ХА для стандартных и рабочих условий

Условия работы	t_0,°С	P_0, МПа	$P_к$, МПа	q_0, кДж/кг	V_0, м^3/кг
Стандартные					
Рабочие					

где v_0, $v^{ст}_0$ - удельные объемы паров ХА (на линии насыщения) в рабочих и стандартных (паспортных) условиях, определяемые при t_0 и $t_0^{ст}$ соответственно (см. прил. табл.29,30) , $м^3/кг$;

q_0, $q^{ст}_0$ - удельные массовые холодопроизводительности ХА; $q_0 = q^{ст}_0$, кДж/кг.

λ, $\lambda_{ст}$ - коэффициенты подачи компрессора в рабочих и стандартных условиях работы. В данных расчетах можно считать $\lambda = \lambda_{ст}$;

$Q_0 = Q^{ст}_0$ холодопроизводительности машины в рассчитываемых и стандартных условиях работы, кВт. Значение стандартной (паспортной) холодопроизводительности указывается в справочнике совместно с условиями определения этого значения: $t^{ст}_0$ (или $t^{ст}_{s2}$) и $t^{ст}_к$ (или $t^{ст}_{w1}$), где $t^{ст}_{s2}$ - температура хладоносителя на выходе из испарителя ХМ; $t^{ст}_{w1}$ - температура охлаждающей воды на входе в конденсатор;

P_0 – давление при t_0 и $t_0^{ст}$ соответственно. (см. прил. табл.29,30);

$P_к$ – давление конденсации ХА;

9. Методика термодинамического расчета источника холода приведена применительно к одноступенчатой холодильной машине, работающей на хладоне (фреоне). В соответствии со схемой холодильной машины (рис 9) по термодинамическим таблицам рабочего тела и по диаграммам определяются его параметры во всех характерных точках цикла. (см. прил. табл.29,30; диагр.2,3) Параметры ХА записываются в виде таблицы.

Таблица. Термодинамические параметры ХА в цикле

№ точек	t_0, °С	P, МПа	i, кДж/кг
$1''$	$t_{кипения} + (5 \div 10)°С$ для $R717$		
$2''$			
$3'$	$t_к$		
$3''$			
$4'$	t_0		
1	t_0		

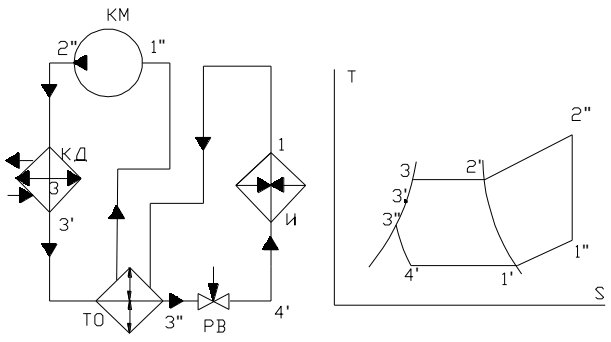


Рис. 8. Схема и T,s-диаграмма рабочего цикла холодильной машины с регенеративным

охлаждением конденсата хладоагента: КМ - компрессор; КД - конденсатор; ТО - регенеративный теплообменник ХА; РВ – регулирующий вентиль; И - испаритель

Принимается величина подогрева паров ХА на линии всасывания компрессора для R22 (R134a) $\Delta t_{вс} = 20 \div 30$ °С > t_0.

Параметры ХА в точке $3''$ (рис 8) определяются из уравнения теплового баланса для регенеративного теплообменника холодильной машины:

$$i_3'' = i_3' + i_1 - i_1'' \qquad (7.11)$$

10. Производится расчет цикла холодильной машины Относительный изоэнтропный (адиабатный) КПД компрессора при этом можно принимать $\eta_{ад} = 0{,}8$. Определяются: удельная тепловая нагрузка испарителя q_0, кДж/кг:

$q_0 = i_1 - i_4'$, где $i_4' = i_3''$ (7 12)

энтальпия паров ХА на выходе из компрессора i_3, кДж/кг:

$$i_3 = i_1'' + \frac{i_2'' - i_1''}{\eta_{ад}}, \qquad (7.13)$$

удельная внутренняя работа компрессора l_i, кДж/кг:

$$l_k = i_2'' - i_1'' \qquad (7.14)$$

массовый расход ХА, циркулирующего в холодильной машине $G_{ха}$, кг/с:

$$G_{ха} = \frac{Q_0}{q_0}, \qquad (7.15)$$

тепловая нагрузка конденсатора $Q_{кон}$, кВт:

$$Q_к = G_{ха} \cdot (i_3 - i_3') \qquad (7.16)$$

расход охлаждающей воды в конденсаторе G_w, кг/с:

$$G_s = \frac{Q_0}{C_s \cdot \Delta t_s}, \qquad (7.17)$$

электрическая мощность, потребляемая компрессором ХМ, $N_{хм}^{э}$, кВт:

$$N_Э^{ХМ} = \frac{N_K^{ХМ}}{\eta_{ЭМ}}, \qquad (7.18)$$

где $\eta_{эм} = 0{,}9 \div 0{,}93$ - электромеханический КПД привода;

холодильный коэффициент ХМ

$\varepsilon_0 = Q_0 / N_{хм}^{э}$; (7.19)

эксергетический КПД холодильной машины по хладоагенту

$$\eta_{EX} = \frac{Q_0 \cdot (\tau_q)_н}{N_Э^{ХМ}}, \qquad (7.20)$$

где $(\tau_q)_н = \left|1 - \frac{T_{\omega 1}}{T_0}\right|$, - коэффициент работоспособности теплового потока при температуре кипения хладоагента; T_{w1} - температура воды на входе в конденсатор, К; T_0 - температура кипения ХА в испарителе, К.

11. Рассчитывается расход ХН в системе циркуляции (в схеме с промежуточным хладоносителем) G_s, кг/с:

$$G_s = \frac{Q_0}{c_s \cdot \Delta t_s} = \frac{42{,}9}{3{,}77 \cdot 4} = 2{,}84 \quad кг/с \qquad (7.21)$$

где c_s - теплоемкость хладоносителя, которая оценивается по указанным таблицам, с учетом значений выбранной концентрации раствора (при $t_s = t_3$) и ее рабочей температуры $t^{раб}_s = t^{ср}_s$, кДж/(кг·К). Температура замерзания ХН t_3 принимается на 5÷7 К ниже температуры кипения ХА в испарителе t_0, а $t^{раб}_s = t^{ср}_s = (t_{s1} + t_{s2})/2$; $\Delta t_s = (t_{s2} - t_{s1}) = 2 \div 4$ °С - подогрев хладоносителя в охладителе-осушителе воздуха.

8. РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОБОРОТНОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ КС

Цель расчета:

- определение расхода воды на охлаждение оборудования КС;
- выбор водоохлаждающих устройств оборотной системы;
- определение наибольшего значения температуры воды после водоохладителя;
- выбор количества, типа и типоразмера циркуляционных насосов;
- оценка потребляемой электрической мощности этими насосами.

8.1. Расчет тепловых нагрузок и расхода воды

Расчет локальной системы оборотного водоснабжения для КС начинается с определения тепловых нагрузок всех водоохлаждаемых аппаратов, если они еще не вычислялись. В каждой КУ к таким аппаратам относятся: ПО; ВОК; конденсатор ХМ системы осушки воздуха; маслоохладители систем смазки, автоматизации и защиты.

Тепловая мощность промохладителя поршневой КУ $Q_{по}$, кВт, определяется соотношением

$$Q_{по} = G_к \cdot c_{рв}(t'_{нк} - t''_{вк}), \qquad (8.1)$$

где $c_{рв}$ - средняя изобарная теплоемкость воздуха [2] (см. табл. 9 приложения),кДж/(кг·К), $G_к$ - массовая производительность воздушного компрессора, кг/с.

Аналогичны формулы для определения тепловой нагрузки ПО в ТКУ:

$$Q_{по1} = G_к \cdot c_{рв}(t'_{нк} - t''_{вк}); \qquad (8.2)$$

$$Q_{по2} = G_к \cdot c_{рв}(t''_{нк} - t'''_{вк}).$$

Тепловые нагрузки концевых охладителей ПКУ и ТКУ определяются соответственно, кВт:

$Q^{пку}_{вок} = G_к \cdot c_{рв}(t''_{нк} - t_{ку})$; (8.3)

$Q^{тку}_{вок} = G_к \cdot c_{рв}(t'''_{нк} - t_{ку})$;

Расходы воды G_w, кг/с, в теплообменниках зависят от величины подогрева Δt_w, °С, (равна принятой ширине зоны охлаждения в градирне) и тепловой мощности теплообменного аппарата $Q_{то}$, кВт:

$$G_w^{ПО} = \frac{Q_{ПО}}{C_w \cdot \Delta t_w};$$ (8.4)

$$G_w^{ВОК} = \frac{Q_{ВОК}}{C_w \cdot \Delta t_w};$$ (8.5)

$$G_w^{КОН} = \frac{Q_{КОН}}{C_w \cdot \Delta t_w};$$ (8.6)

Суммарное потребление воды компрессорной установкой с учетом расхода на маслоохладители (5 ÷ 10 % от общего водопотребления) $G^{ку}_w$, кг/с, составит:

$G^{ку}_w = (1{,}05 \div 1{,}1) \cdot (G^{по}_w + G^{вок}_w)$, (8.7)

где под $G^{по}_w$ подразумевается расход воды на все промохладители воздуха в компрессорной установке.

Общий расход циркулирующей воды в локальной оборотной системе КС составит $G^{кс}_w$, кг/с:

$G^{кс}_w = n_{раб} \cdot G^{ку}_w + n_{хм} \cdot G^{кон}_w$, (8.8)

где $n_{раб}$ - число рабочих КУ на станции, $n_{хм}$ количество рабочих ХМ в системе осушки воздуха.

Вычисляется суммарная тепловая нагрузка на водоохлаждающие устройства оборотной системы $Q_{об}$, кВт:

$Q_{об} = G^{кс}_w \cdot c_w \cdot \Delta t_w$, (8.9)

где теплоемкость воды c_w = 4,19 кДж/(кг·К).

8.2. Выбор градирни и расчет температуры воды

По общему расходу воды $G^{кс}_w$, кг/с (л/с), и ее качеству выбирается тип градирни и ее оросителя. По оптимальной плотности орошения выбранного оросителя $g^{оп}_{ор}$ оценивается требуемое (расчетное) поперечное сечение градирни $F^{рас}_{ор}$, м (см. табл. 2 и 3 приложения):

$$F_{op}^{рас} = \frac{Q_w^{кс}}{g_{op}^{оп}},$$ (8.10)

В зависимости от значения $F^{рас}_{ор}$ выбирается типоразмер градирни и число ее секций (или число градирен). Размеры градирни выбираются таким образом, чтобы действительная плотность орошения не выходила за пределы оптимальных значений. По размерам и числу секций подсчитывается действительная площадь поперечного сечения оросительного устройства $F_{ор}$, м^2 .

Для локальных систем оборотного водоснабжения наиболее удобны в использовании секционные вентиляторные градирни "Союзводоканалпроекта" (см. табл. 2 приложения).

Вычисляется действительная плотность орошения $g_{ор}$, м^3/(м^2·с):

$$g_{OP} = \frac{V_{\omega}^{KC}}{F_{OP}}, \qquad (8.11)$$

где $V^{кс}_{w} = G^{кс}_{w} \cdot \frac{3600}{1000}$ -объемный расход воды в оборотной системе водоснабжения КС, м^3/ч.

С помощью графика (рис.4) оценивается действительное значение температуры воды на выходе из градирни t_{w1} °С. Если полученная величина существенно отличается от значения температуры t_{w1} принятого ранее (см. раздел 3), то проводится повторный тепловой расчет схемы с вновь выбранным значением плотности орошения в градирне.

8.3. Выбор циркуляционных насосов оборотной системы водоснабжения

В соответствии с нормами проектирования число рабочих насосов $n^{раб}_{w}$, установленных на насосной станции, должно быть не менее двух.

В зависимости от величины расхода воды в оборотной системе КС $V_w^{кс}$ выбирается тип насосов (типы К или Д, см. табл. 25 и 26 приложения). Выбор типоразмера производится по двум параметрам: расчетной производительности насоса $V_w^{н}$, м^3/с, и требуемому напору $H_{н}$, м.

При установке однотипных агрегатов расчетная производительность одного насоса оценивается отношением:

$$V_w^{н} = \frac{V_w^{KC}}{n_{раб}^{\omega}}, \qquad (8.12)$$

Требуемый напор насоса определяется из гидравлического расчета оборотной системы. Он складывается из составляющих:

$$H_{н} = H_0 + h_{ф} + h_{г}, \qquad (8.13)$$

где H_0 -высота подъема воды от уровня всасывания до уровня размещения водораспределителей в градирне, м; $h_{ф}$ - перепад напора в форсунках оросительного устройства, м; $h_{г}$ - потери напора в трубопроводах (гидравлические потери), м.

Точный гидравлический расчет возможен только после выполнения монтажного чертежа системы водоснабжения. На данном этапе разработки возможен только оценочный расчет. Как правило, требуемый напор не превышает $H_{н}$ = 25 ÷ 30 м.

9. РАСЧЕТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ КС

Расчет показателей может быть проведен как для всей станции, так и для отдельной компрессорной установки.

Эксергетический КПД компрессорной станции в общем виде оценивается отношением:

$$\eta_{ex}^{кс} = \frac{\sum E_1 + \sum E_Q}{\sum E_{BX} + \sum E_{BЭ}}, \qquad (9.1)$$

где $\sum E_1$ - сумма эксергий потоков сжатого воздуха (если вырабатывается воздух разных параметров) на выходе из КС, кВт;

$\sum E_Q$ - суммарная эксергия отведенной теплоты (теплоты охлаждения), если она полезно используется, кВт,

$\sum E_{вх}$ - эксергия (электроэнергия), подведенная к установкам, кВт;

$\sum E_{вэ}$ - эксергия, затраченная во вспомогательных элементах (в системе осушки воздуха, насосах и т.п.), кВт.

Эксергия отдельного потока сжатого воздуха E_1, кВт, может быть определена по *e, i* - диаграмме или вычислена по соотношению

$$E_1 = C_{раб} \cdot e. \qquad (9.2)$$

где $e = i - i_{о.с} - T_{о.с}(s - s_{о.с})$ - удельная эксергия сжатого воздуха с параметрами нагнетания ($T_{кс}$, $P_{кс}$), кДж/кг.

$G_{раб} = n_{раб} \cdot G_к$ - рабочая производительность КС, кг/с;

$n_{раб}$ - число рабочих компрессоров на КС;

$G_к$ - производительность компрессора, использованная в тепловом расчете КУ при оценке потребляемой мощности, кг/с;

i, s энтальпия, энтропия сжатого воздуха на выходе из КС (при $P_{кс}$ и $T_{кс}$)

Параметрами окружающей среды ($i_{о.с}$, $T_{о.с}$, $s_{о.с}$) должны служить начальные параметры воздуха на всасывании КУ.

Удельный расход электрической энергии на КС при производстве учетной единицы сжатого воздуха (одного параметра) $Э_у$, кВт·ч/1000м^3 ,определяется отношением

$$Э_y = \frac{(Э_1 + Э_2 + Э_3) \cdot 1000}{\sum Q_K}, \qquad (9.3)$$

где $Э_1$ - расход электроэнергии за 1 час на сжатие воздуха в компрессорных установках, кВт·ч; $Э_2$ - то же, в холодильных машинах системы осушки воздуха, кВт·ч; $Э_3$ - то же, на привод насосов и вентиляторов циркуляционных систем водоснабжения и контура хладоносителя, кВт·ч; $\sum Q_к$ - объемная производительность (часовая) компрессорной станции, м^3/ч.

Мощность циркуляционных насосов $N_н$, кВт, вычисляется по известному соотношению:

$$N_H = \frac{V_H \cdot g \cdot \rho \cdot H_H}{\eta_H \cdot 1000}, \qquad (9.4)$$

где $V_н$ - объемная производительность насоса, м^3/с; $H_н$ - напор, развиваемый насосом, м; ρ - плотность перекачиваемой среды, кг/м^3; g = 9,81 м/с^2 - ускорение свободного падения; $\eta_н$ - общий КПД насоса.

При определении мощности насосов контура хладоносителя $N_н^s$, кВт, величину развиваемого напора можно приблизительно оценить в пределах $N_н^s = 15 \div 25$ м. Более точное значение определяется гидравлическим расчетом (при наличии монтажной схемы).

Суммарный расход ХН в системе осушки компрессорной станции $G^{кс}_{s}$, кг/с, определяется соотношением

$$G^{кс}_{s} = G_s \cdot n_{хм}, \quad (9.5)$$

где $n_{хм}$ - число установленных на КС холодильных машин; G_s - расход ХН в испарителе ХМ, кг/с.

Значения общих КПД насосов оцениваются величинами:

$\eta^{д}_{н} = 0{,}64 \div 0{,}92$ - для насосов двухстороннего входа (тип Д);

$\eta^{к}_{н} = 0{,}5 \div 0{,}84$ - для консольных насосов (тип К).

Удельный расход охлаждающей воды на КС g_w, л/м , может быть вычислен по формуле

$$g_w = \frac{\sum G^{KC}_{w}}{\sum Q_K}, \quad (9.6)$$

где $\sum G^{кс}_{w}$ - суммарный расход охлаждающей воды в компрессорных установках станции, л/с; $\sum Q_к$ - суммарная объемная производительность КС, м^3/с.

10. ПРИМЕР РАСЧЁТА СИСТЕМЫ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ОТ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ С ПОРШНЕВЫМИ КОМПРЕССОРАМИ

Разработать и рассчитать систему снабжения сжатым воздухом химического предприятия г. Москвы при следующих условиях работы:

- - годовое потребление воздуха $Q_г = 1{,}375 \cdot 10^5$тыс.м^3/год;
- - число часов воздухопотребления $\tau_г = 7000$ ч/год.

Показатели графика воздухопотребления:

- - коэффициент максимально длительной нагрузки $k_{м.д} = 1{,}15$;
- - коэффициент максимально возможной нагрузки $k_{м.в} = 1{,}42$.

Параметры воздуха, требуемые потребителем:

- - давление в коллекторе у потребителя $P_п = 0{,}5$ МПа;
- - температура сжатого воздуха $t_п = 45$ °С;
- - влагосодержание воздуха $d_п = 0{,}7$ г/кг.

Характеристика воздушной магистрали:

- суммарная длина прямых участков $L_{тр} = 350$ м;

- - число тройников (разветвлений) $n_{тр}$ = 4 шт.;
- - число задвижек $n_{зд}$ = 5 шт.;
- - число поворотов на 90° $n_{пов}$ = 9 шт.

Дополнительные условия:

- - расход в ответвления магистрали отсутствует;
- - часть воздуха в количестве $Q_{ад}$ = 50 м^3/мин дополнительно осушать до т. росы $t_{тр}$ = -35 °С;
- - производственное водоснабжение осуществляется от локальной оборотной системы водоснабжения с градирнями;
- - система холодоснабжения системы осушки воздуха индивидуальная для каждой компрессорной установки, по схеме с промежуточным хладоносителем;
- - хладагент - хладон R22;
- - хладоноситель - водный раствор хлорида кальция.

1. Расчет нагрузки на КС и выбор основного оборудования

Среднегодовая нагрузка станции $Q_{ср}$ учетом 10%; потерь воздуха в коммуникациях:

$$\boldsymbol{Q_{ср} = \frac{Q_г \cdot 1{,}1}{\tau_г \cdot 60} = \frac{1{,}1 \cdot 1{,}375 \cdot 10^5 \cdot 10^3}{7000 \cdot 60} = 360 \quad м^3/мин} \qquad (1.1)$$

где $Q_г$ -годовое потребление сжатого воздуха на предприятии, тыс. м^3/год;

$\tau_г$ - число часов использования нагрузки в году.

Максимально длительная нагрузка КС $Q_{м.д}$:

$$Q_{мд} = k_{м.д} \cdot Q_{ср} = 1{,}15 \cdot 360 = 414 \text{ м}^3/\text{мин}. \qquad (1.2)$$

Максимально возможная нагрузка КС $Q_{м.в}$:

$$Q_{мв} = k_{м.в} \cdot Q_{ср} = 1{,}42 \cdot 360 = 511{,}2 \text{ м}^3/\text{мин}. \qquad (1.3)$$

где $k_{м.д}$, $k_{м.в}$ -коэффициенты неравномерности потребления воздуха;

При данных нагрузках возможны варианты схем КС с использованием как поршневых (ПК) компрессоров.

Станция с ПК

Для станции с ПК оптимальное количество рабочих машин составляет обычно $n^{опт}_{раб} = 4 \div 6$ шт.

Примем $n_{раб} = 4$ шт., $n_{рез} = 1$ шт., тогда расчетная производительность одного компрессора $Q_{к.расч}$ составит:

$$Q_{к\ \ расч} = \frac{Q_{М.В.}}{n_{уст}} = \frac{511,2}{5} = 102,24 \quad м^3/мин \qquad (1.4)$$

где n-число машин.

Так как максимальное давление нагнетания компрессора с учетом возможных потерь давления в сетях и системе осушки воздуха не превысит $P_к^{max} = 0,9$ МПа, то этому варианту подходит компрессор марки 4ВМ10-100/9 с производительностью $Q_к = 100$ м^3/мин.

Тогда рабочая производительность КС $Q_{раб}$ составит:

$$Q_{раб} = Q_к \cdot n_{раб} = 100 \cdot 4 = 400 \text{ м}^3/\text{мин}. \qquad (1.5)$$

Установленная производительность $Q_{уст}$:

$$Q_{уст} = Q_к \cdot n_{уст} = 100 \cdot 5 = 500 \text{ м}^3/\text{мин}. \qquad (1.6)$$

при резервной производительности $Q_{рез}$:

$Q_{рез} = Q_к = 100$ м^3/мин.

Полагая, что расчетная рабочая производительность КС $Q_р = Q_{м.д}$, коэффициент резерва составит:

$$\eta_{рез} = \frac{Q_{уст} - Q_к^{наиб}}{Q_р} = \frac{500-100}{414} = 0,966 \qquad (1.7)$$

2. Расчетные параметры окружающей среды и охлаждающей воды

В качестве расчетных принимаются параметры наружного воздуха г. Москвы для самого жаркого месяца года с необеспеченностью в 200 часов. [1; прил.1; табл.1]

- барометрическое давление $P_а = 0,099$ МПа (745 мм рт ст),
- расчетная температура $t_а = 28,5$ °С,
- энтальпия $i_а = 54$ кДж/кг,

- скорость ветра $w_в$ =3,6 м/с,
- ширина зоны охлаждения воды $\Delta t_w = t_{w2} - t_{w1}$ =5 °С

В соответствии с *i, d*-диаграммой Рамзина в этих условиях:

- влагосодержание воздуха d_a = 10,0 г/кг,
- относительная влажность (степень насыщения) φ = 40 %,
- температура "мокрого" термометра $t_{м.т}$ = 18,8 °С,
- температура насыщения (точка росы) $t_{т.р}$ = 14 °С

В качестве водоохлаждающего устройства локальной оборотной системы водоснабжения КС принимаем вентиляторную градирню с пленочным оросителем

В качестве расчетных условий работы градирни принимаем

- плотность орошения g = 2,5 л/(м^2·ч) {9 м^3/(м^2·ч)};

В соответствии с расчетом максимальная температура воды на выходе из градирни в этих условиях работы составит t_{w1} = 25,2 °С.

3. Расчетная схема системы воздухоснабжения

В соответствии с заданием и выбранным компрессором составили схему КС с поршневыми компрессорами (рис.9) и с турбокомпрессорами. (рис.10)

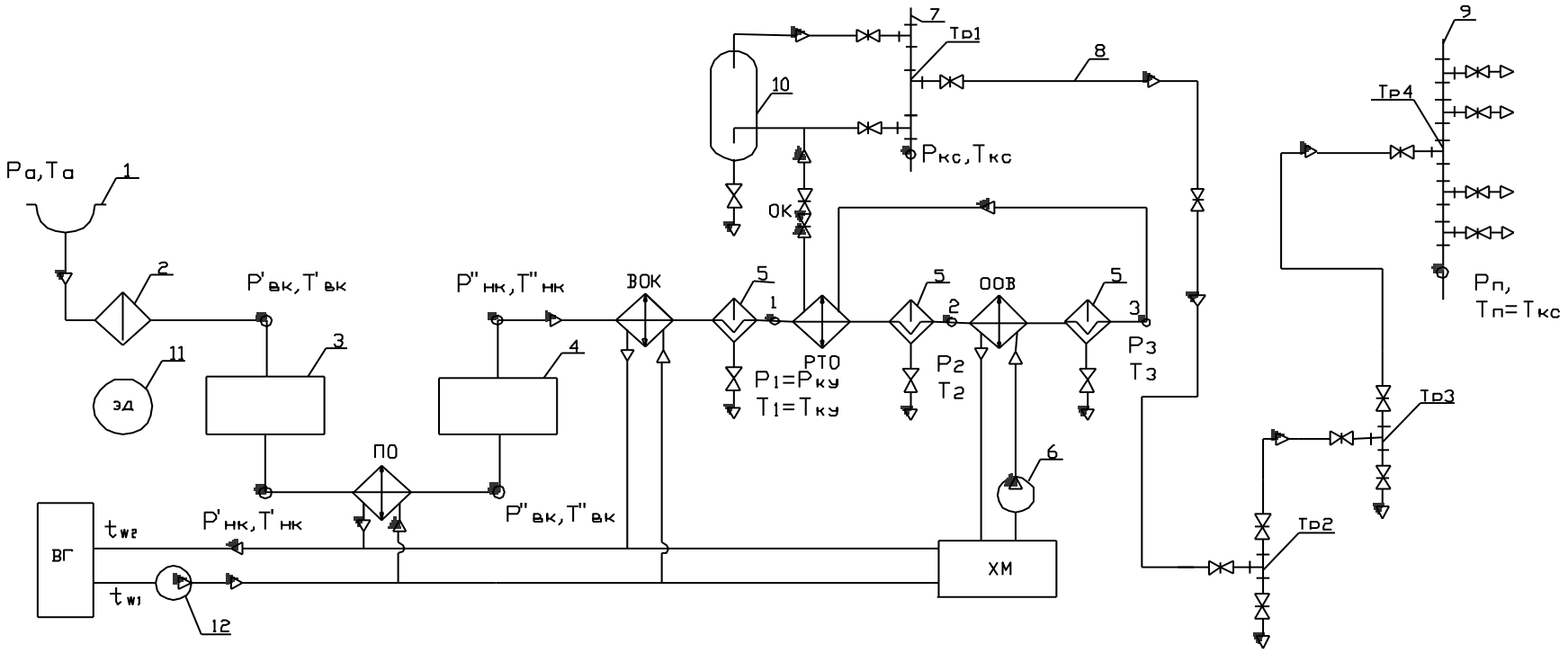


Рисунок 9. Расчетная схема системы воздухоснабжения от КС с поршневыми компрессорами 4ВМ10-100/9: 1 –воздухозаборник; 2 – фильтр пыли; 3, 4 – первая и вторая ступень сжатия; 5 – влагоотделитель; 6 – насос теплоносителя; 7 – коллектор сжатого воздуха после КС; 8 – воздушная магистраль; 9 – коллектор сжатого воздуха у потребителя; 10 – воздухозаборник (ресивер); 11 – электродвигатель; 12- насос оборотной воды;

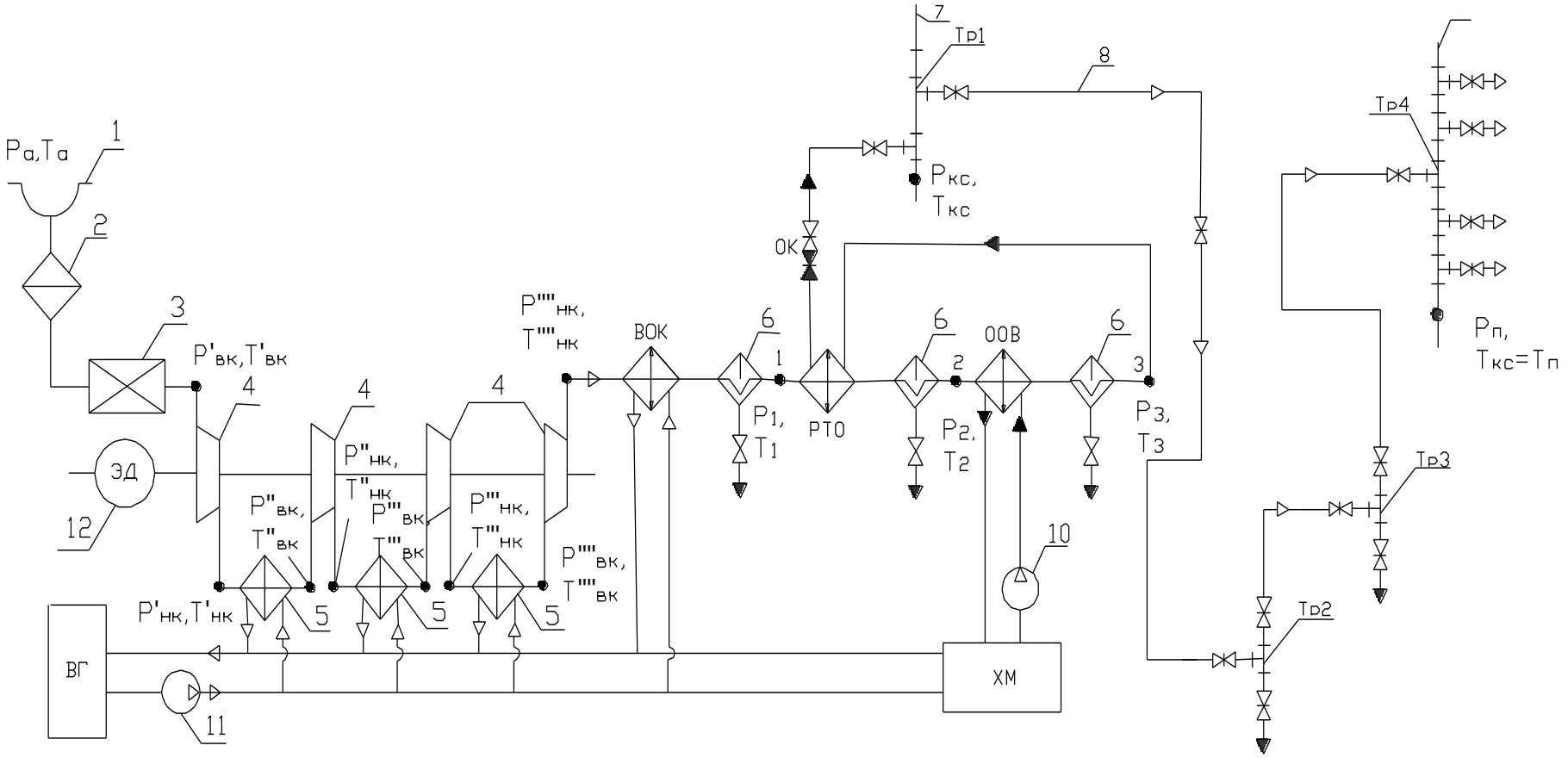


Рисунок 10. Расчетная схема системы воздухоснабжения от КС с центробежными компрессорами ТК 32 ВЦ-100/9: 1 –воздухозаборник; 2 – фильтр пыли; 3 – дроссельная заслонка; 4 – секции турбокомпрессора; 5 – промежуточный охладитель; 6 – влагоотделитель; 7 – коллектор сжатого воздуха после КС; 8 – воздушная магистраль; 9 – коллектор сжатого воздуха у потребителя; 10 – насос хлодоносителя; 11 – насос оборотной воды; 12- электродвигатель;

4 Аэродинамический расчет воздушной магистрали

За расчетный расход воздуха принята максимально длительная нагрузка КС

$Q_{рас} = Q_{м.д} = 414$ м^3/мин

В соответствии с заданием сеть имеет следующие параметры:

- - суммарная длина прямых участков трубопровода $t_{тр} = 250$ м,
- - 3 (три) задвижки,
- - 13 (тринадцать) стандартных колена с поворотом на 90°,
- - 3 (три) тройника (ответвления).

Расход воздуха в ответвления отсутствует, т е $Q_{отв} = 0$, поэтому вся магистраль рассчитывается как один участок

Расчетная схема магистрали приведена на рис 1.

Порядок расчета

1) определяется массовый расход воздуха в магистрали $G_в$

$$G_B = \frac{Q_{расч} \cdot \rho_0}{60} = \frac{414 \cdot 1{,}293}{60} = 8{,}92 \quad кг/с \qquad (4.1)$$

где $\rho_0 = 1{,}293$ кг/м^3 - плотность воздуха в стандартных условиях;

2) определяется ориентировочная приведенная длина трубопровода

$$l_{тр} = 1{,}2 \cdot l_{тр} = 1{,}2 \cdot 350 = 420 \text{ м}, \qquad (4.2)$$

где $l_{тр}$ – суммарная длина прямых участков.

3) принимается в первом приближении величина удельного падения давления

$\Delta P_{уд} = 60$ Па/м,

4) определяется падение давления в магистрали (в 1-м приближении) $\Delta P'_м$

$$\Delta P'_м = \Delta P_{уд} \cdot l_{пр} = 60 \cdot 420 = 25200 \text{ Па}, \qquad (4.3)$$

5) определяется среднее давление в магистрали $P'_{ср}$

$P'_{ср} = P_{п} + 0{,}5\Delta P' = 0{,}5 + 0{,}5 \cdot 0{,}0252 = 0{,}513$ МПа, (4.4)

6) определяется средняя плотность воздуха в трубопроводе $\rho'_{ср}$

$$\rho_{ср}^{'} = \rho_0 \cdot \frac{P_{ср}^{'} \cdot T_0}{P_0 \cdot T_{ср}} = 1{,}293 \cdot \frac{0{,}513 \cdot 273}{0{,}1013 \cdot 318} = 5{,}62 \quad кг/м^3 \qquad (4.5)$$

где $T_{ср} = T_{п} = 318$ К - температура нагнетаемого воздуха (по заданию), $T_0 = 273$ К, $P_0 = 0{,}1013$ МПа - стандартные атмосферные условия.

7)определяется объемный расход воздуха в магистрали $Q'_{ср}$:

$$Q_{ср} = \frac{G_B}{\rho_{ср}^{'}} = \frac{8{,}92}{5{,}62} = 1{,}587 \quad м^3/с \qquad (4.6)$$

8) выбирается значение экономически оптимальной скорости воздуха:

$w_{опт} = 10$ м/с;

9) определяется расчетный внутренний диаметр трубопровода магистрали $D^{расч}_{вн}$

$$D_{вн}^{расч} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{ср}}{\pi \cdot \omega_{опт}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}587}{3{,}14 \cdot 10}} = 0{,}449 \quad м \qquad (4.7)$$

10) по ГОСТу [1; прил.; табл.4] для магистрали выбирается стальная бесшовная горячекатаная труба с $D_{н} = 478$ мм и толщиной стенки $\delta = 6$ мм, а именно труба 478х6 ГОСТ 8732-78 с абсолютной шероховатостью $\Delta = 0{,}8$ мм и относительной шероховатостью

$D_{вн}^{гост} = D_{н} - 2 \cdot \delta = 478 - 12 = 466$ мм; (4.8)

$$e = \frac{\Delta}{D_{ВН}^{ГОСТ}} = \frac{0{,}8}{466} = 0{,}0017 \qquad (4.9)$$

11) вычисляется фактическая скорость движения воздуха в трубе $w'_{в}$ в первом приближении:

$$\omega_B^{'} = \frac{4 \cdot Q_{ср}}{\pi \cdot (D_{ВН}^{ГОСТ})^2} = \frac{4 \cdot 1{,}587}{3{,}14 \cdot 0{,}466^2} = 9{,}23 \quad м/с \qquad (4.10)$$

12) определяется значение числа Рейнольдса, характеризующего режим течения:

$$Re' = \frac{\omega_в' \cdot D_{ВН}^{ГОСТ} \cdot \rho_{ср}'}{\mu_в} = \frac{9{,}23 \cdot 0{,}466 \cdot 5{,}62}{19{,}35 \cdot 10^{-6}} = 1254593, \qquad (4.11)$$

где $\mu_в = 19{,}35 \cdot 10^{-6}$ Па·с - коэффициент динамической вязкости воздуха при

$t_{ср} = 45$ °С [1; прил.; табл.4];

13) оцениваются границы применимости расчетных формул:

$$\frac{10}{e} = \frac{10}{0{,}0017} = 5882{,}3; \qquad \frac{500}{e} = \frac{500}{0{,}0017} = 294117{,}6 \qquad (4.12)$$

Так как Re' > $\frac{500}{e}$, то расчетное значение коэффициента трения λ' составит:

$$\lambda' = 0{,}11 \cdot e^{0{,}25} = 0{,}11 \cdot (0{,}0017)^{0{,}25} = 0{,}0223; \qquad (4.13)$$

14) определяются эквивалентные длины местных сопротивлений $l_{экв}$ [1; прил.; табл.6];

- для задвижек: $l^{зад}_{экв} = 4{,}7$ м;

- для тройников *Т*р1: $l^{Тр1}_{экв} = 69{,}9$ м;

*Т*р2: $l^{Тр2}_{экв} = 35$ м;

*Т*р3: $l^{Тр3}_{экв} = 46{,}6$ м;

*Т*р4: $l^{Тр4}_{экв} = 46{,}6$ м;

- для колена с $R_п = 2 \cdot D_{вн}$ с коэффициентом местного сопротивления $\xi_{м.с} = 0{,}5$ [1; прил.; табл.7] эквивалентная длина составит:

$$l_{ЭКВ}^{ПОВ} = \frac{\zeta_{МС} \cdot D_{ВН}^{ГОСТ}}{\lambda'} = \frac{0{,}5 \cdot 0{,}466}{0{,}0223} = 10{,}44 \ \ м \qquad (4.14)$$

([1; прил.; табл.6] $l^{пов}_{экв} = 11{,}7$ м);

15) определяется приведенная длина магистрали $l''_{пр}$ во втором приближении:

$$l''_{пр} = l_{тр} + l^{зад}_{экв} \cdot n_{зад} + \sum_{i=1}^{3} l_{экв}^{Тр(i)} + l_{экв}^{пов} \cdot n_{пов} = 350 + 5 \cdot 4{,}7 + (46{,}6 + 46{,}6 + 35 + 69{,}9) + 11{,}7 \cdot 9 = 676{,}9 м \quad (4.15)$$

где $n_{зад}$ -количество задвижек, а $n_{пов}$– количество поворотов;

рассчитываются потери давления в магистрали $\Delta P''_{м}$:

$$\Delta P''_{м} = \lambda' \cdot \frac{l''_{пр}}{D^{ГОСТ}_{ВН}} \cdot \frac{(\omega'_{В})^2}{2} \cdot \rho'_{ср} = 0{,}0223 \cdot \frac{676{,}9 \cdot 9{,}23^2 \cdot 5{,}62}{2 \cdot 0{,}466} = 7754{,}5 \ \ Па \quad (4.16)$$

где λ'– коэффициент трения;

16) определяется уточненное значение среднего давления воздуха $P_{ср}$

$$P''_{ср} = P_{п} + 0{,}5 \cdot 0{,}0077 = 0{,}504 \text{ МПа} \quad (4.17)$$

где $P_{п}$ – давление в коллекторе у потребителя;

17) определяется уточненное значение средней плотности воздуха $\rho_{ср}$:

$$\rho''_{ср} = \rho_0 \cdot \frac{P''_{ср} \cdot T_0}{P_0 \cdot T_{ср}} = 1{,}293 \cdot \frac{0{,}504 \cdot 273}{0{,}1013 \cdot 318} = 5{,}523 \quad кг/м^3 \quad (4.18)$$

где ρ_0– плотность воздуха в стандартных условиях;

$T_{ср} = T_{п} = 318$ К - температура нагнетаемого воздуха (по заданию), $T_0 = 273$ К;

18) расхождение в значениях плотности воздуха по приближениям составляет

$$\bar{\delta} = \left|\frac{\rho'_{ср} - \rho''_{ср}}{\rho'_{ср}}\right| \cdot 100 = \left|\frac{5{,}62 - 5{,}523}{5{,}62}\right| \cdot 100 = 1{,}74\% \quad (4.19)$$

что меньше допустимого (2,5 %) и других приближений не требуется;

19) определяется давление воздуха в коллекторе КС $P_{кс}$:

$$P_{кс} = P_{п} + \Delta P''_{м} = 0{,}5 + 0{,}0077 = 0{,}5077 \text{ МПа} \quad (4.20)$$

Расчет участка нагнетательного трубопровода отдельной КУ
(от РТО до коллектора КС)

Диаметр нагнетательного трубопровода КУ оценивается по номинальной производительности компрессора $Q_{к} = 100$ м^3/мин.

Порядок расчета:

1) определяется массовый расход воздуха $G_{к}$:

$$G_к = \frac{Q_к \cdot \rho_0}{60} = \frac{100 \cdot 1{,}293}{60} = 2{,}155 \quad кг/с \qquad (4.21)$$

2) определяется объемный расход в нагнетательном трубопроводе $Q_{н.тр}$. Средняя плотность воздуха $\rho_{ср}$ кг/м^3, принимается такой же, как и в магистрали:

$$Q_{н\ \ тр} = \frac{G_к}{\rho_{ср}} = \frac{2{,}155}{5{,}523} = 0{,}39 \quad м^3/с \qquad (4.22)$$

3) определим диаметр трубопровода $D_{вн.н}^{расч}$:

$$D_{вн\ \ н}^{расч} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{н\ \ тр}}{\pi \cdot \omega_{опт}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}39}{3{,}14 \cdot 10}} = 0{,}223 \quad м \qquad (4.23)$$

где $w_{опт}$ = 10 м/с - принятая экономически оптимальная скорость воздуха в трубе;

4) по ГОСТ 8732-78 (табл. 6 приложения) выбирается труба 273×7 с внутренним диаметром $D_{вн}$ = 259 мм;

5) определяется реальная скорость потока воздуха $w_{в.н}$:

$$\omega_{В\ \ Н} = \frac{4 \cdot Q_{Н\ \ ТР}}{\pi \cdot \left(D_{ВН\ \ Н}^{ГОСТ}\right)^2} = \frac{4 \cdot 0{,}39}{3{,}14 \cdot 0{,}259^2} = 7{,}4 \quad м/с \qquad (4.24)$$

6) определяется число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega_{В\ \ Н} \cdot D_{ВН\ \ Н}^{ГОСТ} \cdot \rho_{ср}''}{\mu_в} = \frac{7{,}4 \cdot 0{,}259 \cdot 5{,}523}{19{,}35 \cdot 10^{-6}} = 5{,}47 \cdot 10^5 \qquad (4.25)$$

где $\mu_в$ - коэффициент динамической вязкости потока воздуха в трубе;

7) определяются абсолютная и относительная шероховатость трубы

Δ = 1 мм; $e = \Delta / D^{гост}_{вн.н}$ = 1/259 = 0,00386; (4.26)

8) определяются границы режимов:

500/e = 500/0,00386 = 129533,6<Re; (4.27)

9) определяется коэффициент трения по формуле:

$\lambda = 0{,}11 \cdot e^{0{,}25} = 0{,}11 \cdot 0{,}00386^{0{,}25} = 0{,}0274$;

10) на участке от РТО до ресивера принимаются эквивалентные длины местных сопротивлений $l_{экв}$ (обратный клапан, задвижка- рис. 1):

$l^{ок}_{экв} = 22{,}2$м, $l^{зад}_{экв} = 3{,}33$м;

11) определяется ориентировочно приведенная длина $l_{пр}$;

$$l_{пр} = l_{тр} + l^{ок}_{экв} + l^{зад}_{экв} = 20 + 3 + 20 = 45 \text{ м} \qquad (4.28)$$

где $l_{тр}$ - длина прямых участков, м;

12) определяются потери давления в трубопроводе от сил трения $\Delta P_{н}$:

$$\Delta P_{н} = \lambda \cdot \frac{l_{пр}}{D^{ГОСТ}_{ВН\ Н}} \cdot \frac{\omega^2_{ВН}}{2} \cdot \rho''_{ср} = 0{,}0274 \cdot \frac{45}{0{,}259} \cdot \frac{7{,}4^2}{2} \cdot 5{,}523 = 719{,}9 \ \ Па \qquad (4.29)$$

13) определяются потери давления в ресивере и поворотах трубопровода обвязки. Принимаем коэффициенты сопротивлений (табл. 7 приложения).

$\xi_{вых} = 1{,}0$ - выход из трубы в сосуд больших размеров;

$\xi_{вх} = 0{,}5$ - вход в трубу без закругления кромок;

$\xi_{пов} = 0{,}5$ - колено с углом поворота 90° и $R_{п} = 2\,D$ (4 шт.).

Эквивалентная длина этих сопротивлений $l_{экв}$ составит:

$$l_{экв} = \frac{\sum \zeta_{м\ \ с} \cdot D^{ГОСТ}_{ВН\ Н}}{\lambda} = \frac{(1+0{,}5+4\cdot 0{,}5)\cdot 0{,}259}{0{,}0274} = 33 \ \ м \qquad (4.30)$$

Потери давления от местных сопротивлений $\Delta P_{м.с}$ составят:

$$\Delta P_{М\ \ С} = \lambda \cdot \frac{l_{экв}}{D^{ГОСТ}_{ВН\ Н}} \cdot \frac{\omega^2_{ВН}}{2} \cdot \rho_{ср} = 0{,}0274 \cdot \frac{33}{0{,}259} \cdot \frac{7{,}4^2}{2} \cdot 5{,}523 = 527{,}9 \ \ Па \qquad (4.31)$$

14) определяются общие потери давления в нагнетательном трубопроводе на участке от РТО до нагнетательного коллектора КС $\Delta P_{н.тр}$:

$$\Delta P_{н.тр} = \Delta P_{н} + \Delta P_{м.с} = 719{,}9 + 527{,}9 = 1247{,}8 \text{ Па}. \qquad (4.32)$$

Оценка потерь давления в системе осушки воздуха

Так как отсутствует монтажная схема системы осушки, то потери давления в аппаратах и влагоотделителях оцениваются на основе эксплуатационного опыта и предыдущих расчетов. Приняты следующие потери давления: $\Delta P_{то}$ = 10 кПа - в теплообменниках; $\Delta Pво$ = 4 кПа - во влагоотделителях и соединительных трубопроводах.

В соответствии с расчетной схемой (рис. 1) оцениваются значения давлений воздуха в характерных точках схемы:

$P_3 = P_{кс} + \Delta P_{н.тр} + \Delta P_{то} = 0{,}5077 + 0{,}01 + 0{,}00125 = 0{,}519$ МПа; (4.33)

$P_2 = P_3 + \Delta P_{то} + \Delta P_{во} = 0{,}004 + 0{,}01 + 0{,}519 = 0{,}533$ МПа; (4.34)

$P_1 = P_2 + \Delta P_{то} + \Delta P_{во} = 0{,}004 + 0{,}01 + 0{,}533 = 0{,}547$ МПа; (4.35)

Потери давления в концевом охладителе воздуха (ВОК) и его влагоотделителе (ВО) будут учтены в термодинамическом расчете компрессорной установки.

5 Тепловой (термодинамический) расчет поршневой компрессорной установки 4ВМ10-100/9

Расчетная схема приведена на рис. 9. Принимаем дополнительные данные к расчету: потери давления на линии всасывания $\Delta P_{вс}$ = 1000 Па; коэффициенты, учитывающие потери давления в промежуточном и концевом охладителях воздуха, σ' = σ'' = 0,96; недоохлаждение воздуха (до температуры воды) в ПО $\Delta T_{ох}$ = 10 К; изотермический КПД ступеней сжатия $\eta_{из}$ = 0,72; электромеханический КПД привода КУ $\eta_{эм}$= 0,97.

Рассчитываются:

1) степени повышения давления в ступенях

$$\varepsilon' = \varepsilon'' = \sqrt{\frac{P_{KV}}{P'_{BK}\cdot\sigma^2}} = \sqrt{\frac{0{,}547}{(0{,}099-0{,}001)\cdot 0{,}96^2}} = 2{,}46, \quad (5.1)$$

где $P'_{вк} = P_а - \Delta P_{вс}$ - давление воздуха на всасывании КУ, Па;

2) удельные работы сжатия в ступенях $l_к$:

$$l'_K = R \cdot T'_{BK} \cdot ln(\varepsilon') \cdot \frac{1}{\eta_{ИЗ}} = 0{,}287 \cdot 301{,}5 \cdot ln(2{,}46) \cdot \frac{1}{0{,}72} = 108{,}18 \quad кДж/кг \quad (5.2)$$

$$l''_K = R \cdot T''_{BK} \cdot ln(\varepsilon'') \cdot \frac{1}{\eta_{ИЗ}} = 0{,}287 \cdot 308 \cdot ln(2{,}46) \cdot \frac{1}{0{,}72} = 110{,}5 \quad кДж/кг \quad (5.3)$$

где $T''_{вк} = T_{w1} + \Delta T_{ох} = 298 + 10 = 308$ К - температура воздуха после промохладителя;

$R = 0{,}287$ кДж/(кг·К) - газовая постоянная для воздуха;

$T'_{вк} = T_а$;

3) температура воздуха в конце процесса сжатия в 1-й ступени $T'_{нк}$:

$$T'_{НК} = \frac{T'_{ВК}}{\lambda_t} \cdot (\varepsilon')^{\left(\frac{n'_c - 1}{n'_c}\right)} = \frac{301{,}5}{0{,}998} \cdot (2{,}46)^{\left(\frac{1{,}33-1}{1{,}33}\right)} = 378 \ \ К \ \ (105°С), \qquad (5.4)$$

где $\lambda'_t = 1 - 0{,}001 \cdot (\varepsilon' - 1) = 1 - 0{,}001 \cdot (2{,}46 - 1) = 0{,}998$ - коэффициент подогрева всасываемого воздуха; $n'_c = 0{,}95 \cdot k = 0{,}95 \cdot 1{,}4 = 1{,}33$ - показатель политропы сжатия в 1-й ступени;

4) температура воздуха в конце процесса сжатия во 2-й ступени $T''_{нк}$:

$$T''_{НК} = \frac{T''_{ВК}}{\lambda_t} \cdot (\varepsilon')^{\left(\frac{n'_c - 1}{n'_c}\right)} = \frac{308}{0{,}998} \cdot (2{,}46)^{\left(\frac{1{,}35-1}{1{,}35}\right)} = 390 \ \ К \ \ (117°С), \qquad (5.5)$$

где $\lambda'_t = \lambda''_t = 0{,}998$, $n''_c = n'_c + 0{,}015 \cdot k = 1{,}33 + 0{,}015 \cdot 1{,}4 = 1{,}35$;

5) массовая производительность компрессора в расчетных условиях работы $G_к$:

$$G_к = \frac{Q_{ВК} \cdot \rho_{ВК}}{60} = \frac{100 \cdot 1{,}144}{60} = 1{,}906 \ \ кг/с, \qquad (5.6)$$

где $Q_{вк} = 100 м^3$/мин - объемная производительность компрессора; $\rho_{вк}$ - плотность воздуха на всасывании, которая определяется из соотношения:

$$\rho_{ВК} = \rho_0 \cdot \frac{P'_{ВК} \cdot T_0}{P_0 \cdot T'_{ВК}} = 1{,}293 \cdot \frac{0{,}099 \cdot 273}{0{,}1013 \cdot 301{,}5} = 1{,}144 \ \ кг/м^3, \qquad (5.7)$$

где $\rho_0 = 1{,}193$ кг/м^3, $T_0 = 273$ К, $P_0 = 0{,}1013$ МПа - стандартные атмосферные условия;

6) мощность, потребляемая компрессором, $N_к$:

$$N_к = G_к \cdot \frac{l_К^{\Sigma}}{\eta_{эм}} = 1{,}906 \cdot \frac{218{,}7}{0{,}97} = 429{,}7 \ \ кВт$$

$$где \ \ l_К^{\Sigma} = l'_К + l''_К = 108{,}18 + 110{,}5 = 218{,}7 \ \ кДж/кг \qquad (5.8)$$

$$7) \ \eta_{КУ} = G_к \cdot \frac{l_К^{\Sigma}}{N_{ЭД}} = 1{,}906 \cdot \frac{218{,}7}{630} = 0{,}66 \ (66 \ \%) \qquad (5.9)$$

6 Расчёт системы осушки сжатого воздуха

Оценка рабочих параметров

Расчетная схема представлена на рис 9.

Порядок расчета:

1) вычисляется температура воздуха t_3 (в точке 3), обеспечивающая заданное потребителем влагосодержание $d_п$ г/кг.

Так как $d_п = d_н$, то парциальное давление водяных паров в осушенном воздухе $P_{н3}$ составит:

$$P_{H3} = \frac{d_{H3} \cdot P_3}{622 + d_{H3}} = \frac{0{,}7 \cdot 519000}{622 + 0{,}7} = 583{,}4 \quad МПа, \qquad (6.1)$$

В соответствии с термодинамическими свойствами воды и водяного [1; прил.; табл.8], это давление соответствует температуре насыщения (точке росы)

$t_н$ = -0,6°С

Принимаем $t_н = t_3 = 0$ ° С,

2) значения температур воздуха t_1 и t_2 (в точках 1 и 2) определяются из уравнения теплового баланса для РТО При отсутствии отбора воздуха на доосушку это уравнение принимает вид:

$t_{кс} - t_3 = t_1 - t_2$.

Принимаем средний температурный напор в РТО: $\Delta t_{ср} = 20$ К (рис 1 1 ,*в*)

Можно считать, что $t_2 - t_3 = t_1 - t_{кс} \approx \Delta t_{ср} = 20$ °С, тогда, учитывая, что $t_{кс} - t_п = 45$ °С

$t_1 = t_{кс} + \Delta t_{ср} = 45 + 20 = 65$ °С; (6.2)

$t_2 = t_3 + \Delta t_{ср} = 5 + 20 = 25$ °С. (6.3)

Заметим, что $t_1 = t_{ку}$ - температура воздуха за ВОК,

3) тепловая мощность регенеративного теплообменника $Q_{рто}$ составляет

$Q_{рто} = G_к \cdot C_{рв} \cdot (T_1 - T_2) = 2{,}155 \cdot 1{,}006 \cdot 40 = 86{,}7$ кВт; (6.4)

где $c_{рв}$ - средняя изобарная теплоемкость воздуха,кДж/(кг·К), $G_к$ - массовая производительность воздушного компрессора, кг/с.

4) *требуемая* поверхность теплообмена $F_{рто}$ оценивается примерно

$$F_{рто} = \frac{Q_{РТО}}{к \cdot \Delta t_{ср}} = \frac{86{,}3 \cdot 1000}{25 \cdot 20} = 172{,}6 \quad м^2, \qquad (6.5)$$

где $k \cong 25$ Вт/(м^2·К) - ориентировочный коэффициент теплопередачи в ТО типа "газ-газ"

5) вычисляется количество отделяемой влаги в теплообменниках системы осушки $G_{wот}$, кг/с:

а) в концевом воздухоохладителе - это разность между начальным влагосодержанием воздуха d_a = 10,0 г/кг и насыщающим влагосодержанием воздуха в точке 1 $d_{н1}$ (рис. 1), если она меньше. При $t_{н1}$ = 65 °С:

$$d_{H1} = 622 \cdot \frac{P_{H1}}{P_1 - P_{H1}} = 622 \cdot \frac{25008}{547000 - 25008} = 29{,}79 \quad г/кг, \qquad (6.6)$$

Так как $d_{н1} > d_a$ то выпадение влаги после ВОК не происходит;

б) влагосодержание воздуха в точке 2 (после РТО) определяется насыщающим влагосодержанием $d_{н2}$ при температуре воздуха $t_{н2}$ = 20 °С:

$$d_{H2} = 622 \cdot \frac{P_{H2}}{P_2 - P_{H2}} = 622 \cdot \frac{2196{,}0}{533000 - 2196{,}0} = 2{,}57 \quad г/кг, \qquad (6.7)$$

Количество выпадаемой в виде росы влаги в точке 2 $G^{рто}_{wот}$ составляет

$$G^{рто}_{wот} = G_к \cdot (d_a - d_{н2}) = 2{,}155 \cdot (10{,}0 - 2{,}57) = 16{,}01 \text{ г/с}, \qquad (6.8)$$

где $G_к$ - массовая производительность воздушного компрессора, кг/с.

в) количество отделяемой влаги в охладителе-осушителе $G^{оов}_{wот}$ составит

$$G^{оов}_{wот} = G_к \cdot (d_{н2} - d_{н3}) = 2{,}155 \cdot (2{,}57 - 0{,}7) = 4{,}03 \text{ г/с}; \qquad (6.9)$$

Суммарное количество атмосферной влаги, отделяемой в воздухоохладителях компрессорной установки $G^{ку}_{wот}$, составит

$$G^{ку}_{wот} = G^{рто}_{wот} + G^{рто}_{wот} = 16{,}01 + 4{,}03 = 20{,}04 \text{ г/с} \qquad (6.10)$$

или $V_{wот}^{ку} = 0{,}0721$ м^3/ч

Выбор холодильной машины

Тепловая нагрузка охладителя-осушителя (ООВ) (холодопотребление) Q'_0:

$$Q'_0 = G_к \cdot C_{рв} \cdot (t_2 - t_3) = 1{,}906 \cdot 1{,}006 \cdot (20 - 0) = 38{,}3 \text{ кВт}, \qquad (6.11)$$

где $c_{рв}$ - средняя изобарная теплоемкость воздуха,кДж/(кг·К), $G_к$ - массовая производительность воздушного компрессора, кг/с.

Требуемая холодопроизводительность источника холода Q_0 с учетом теплопритока в систему холодоснабжения через изоляцию $Q_{из}$ = 12% от Q'_0 составит

$$Q_0 = 1{,}12 \cdot Q'_0 = 1{,}12 \cdot 38{,}3 = 42{,}9 \text{ кВт}, \qquad (6.12)$$

Оцениваются температуры конденсации $t_к$ и испарения t_0 ХА в холодильном цикле. Для этого принимаем следующие минимальные температурные напоры в аппаратах системы осушки воздуха:

$\Delta t_к$ = 5 °С - в конденсаторе;

$\Delta\, t_{оов}$ = 6 °С - в охладителе-осушителе воздуха;

$\Delta t_{и}$ = 3 °С - в испарителе ХМ.

В соответствии с диаграммами распределения температур в теплообменниках КС

оцениваются: (см. рис. 11 *d* и *e*)

$t_{к} = t_{w2} + \Delta t_{к}$ = 30 + 5 = 35 °С - температура конденсации ХА;

$t_{s2} = t_{3} - \Delta t_{оов}$ = 0 - 6= -6 °С - температура ХН на выходе из испарителя;

$t_{0} = t_{s2} - \Delta t_{и}$ = -6 - 3= -9 °С - температура кипения ХА в испарителе.

Тогда требуемая поверхность теплообмена воздухоосушителя оценивается величиной $F_{оов}$:

$$F_{OOB} = \frac{Q_0^{'}}{\kappa \cdot \Delta t_{cp}^{OOB}} = \frac{38{,}3 \cdot 1000}{50 \cdot 9{,}445} = 81{,}1 \quad м^2, \qquad (6.13)$$

где обычно k = 10 ÷ 60 Вт/(м^2·К) - ориентировочное значение коэффициента теплопередачи в теплообменниках типа "газ-жидкость".

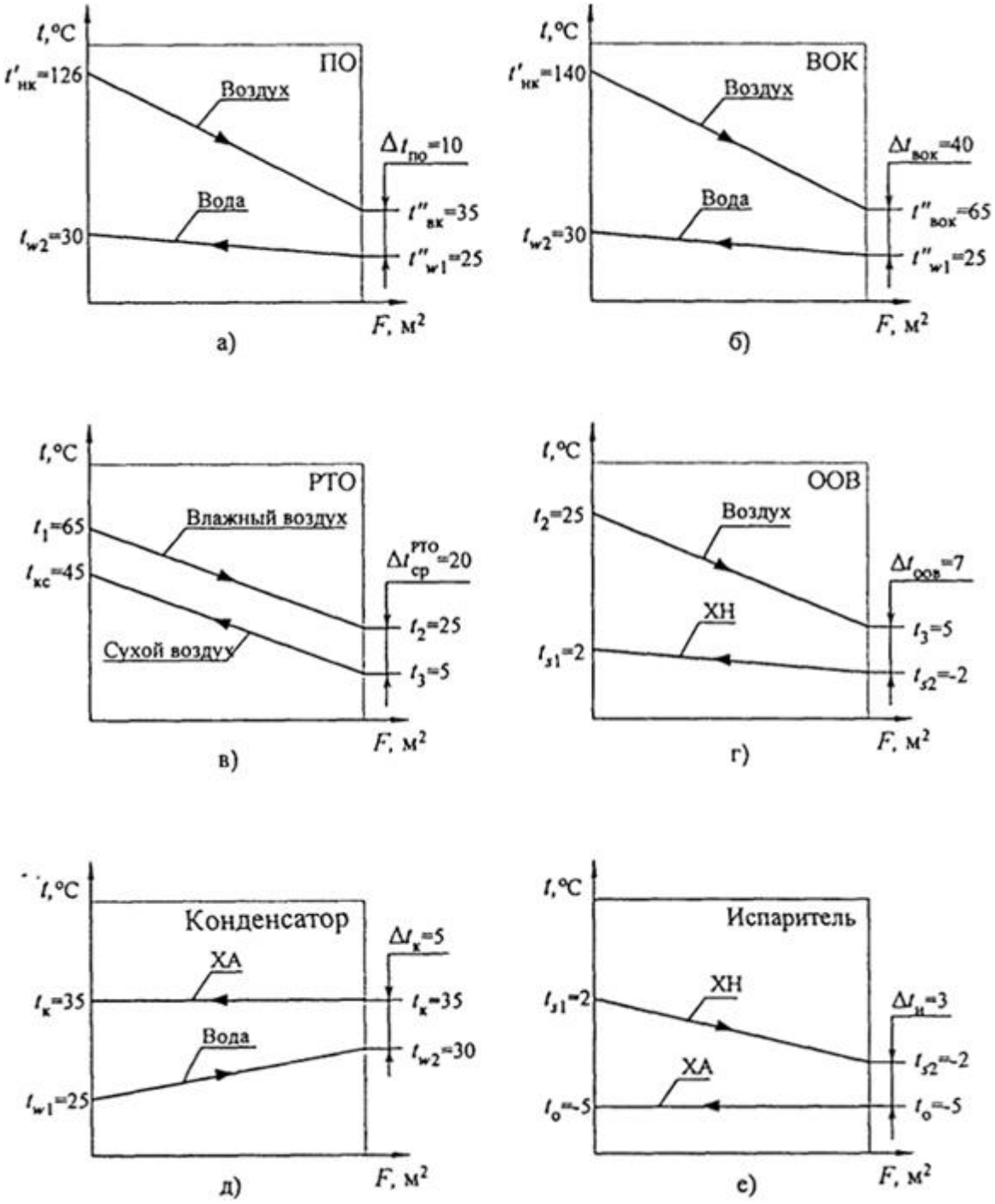


Рис. 11. Диаграмма изменения температур теплоносителей в теплообменниках КС: а - в промежуточном охладителе воздуха; б - в концевом охладителе воздуха; в - в регенеративном теплообменнике; г - в охладителе осушителе воздуха; д - в конденсаторе ХМ; е - в испарителе ХМ.

Средний температурный напор в ООВ $\Delta t^{\text{ООВ}}_{\text{ср}}$ составит:

$$\boldsymbol{\Delta t_{ср}^{ООВ} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{ln\frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}} = \frac{14-6}{0{,}847} = 9{,}445 \;\; К,} \qquad (6.14)$$

где $\Delta t_б = t_2 - t_{s2} = 20 - 6 = 14$ К - наибольший температурный напор; (см. рис.11,г);

$\Delta t_м = t_3 - t_{s2} = 0 - (-6) = 6$ К - наименьший температурный напор;

Выбирается холодильная машина из номенклатуры серийно выпускаемых, работающих на хладоне R22. Отмечаем агрегатированную холодильную машину с поршневым компрессором и водяным охлаждением конденсаторов ХМ-АУ$_1$45/11.

Диапазон рабочих параметров: $t_0 = -35 \div +10$ °; $t_{w1} = 1 \div 30$ °С.

Расчетные (стандартные) условия работы:

$Q^{ст}_0 = 36{,}1$ кВт при $t_{s2} = -10$ °С($t_0 = -15$ °С); $N_{эд} = 11{,}1$ кВт.

Пересчет стандартных условий работы ХМ на рабочие приведен в табл. 1.

Таблица 6.1 Таблица термодинамических параметров R22 для стандартных и рабочих условий

Условия работы	t_0,°С	P_0, МПа	$P_к$, МПа	V_0, м^3/кг
Стандартные	-15	0,2964	1,3541	0,07734
Рабочие	5	0,422	1,3541	0,055157

Степень повышения давления в компрессоре $\varepsilon_к = P_к/P_0$ в рабочих условиях ниже, чем в стандартных:

$$\varepsilon_K^{CT} = \frac{P_K^{CT}}{P_0^{CT}} = \frac{1{,}3541}{0{,}2964} = 4{,}57 \qquad (6.15)$$

$$\varepsilon_K^{РАБ} = \frac{P_K^{CT}}{P_0^{РАБ}} = \frac{1{,}3541}{0{,}422} = 3{,}209$$

Для упрощения можно принять $\lambda = \lambda_{ст}$.

Реальная холодопроизводительность ХМ-АУ$_1$45/11 в рабочих условиях $Q^{раб}_0$ составляет:

$$Q_0^{РАБ} = Q_0^{CT} \cdot \frac{q_0 \cdot \upsilon_0^{CT} \cdot \lambda}{q_0^{CT} \cdot \upsilon_0 \cdot \lambda^{CT}} = 36{,}1 \cdot \frac{0{,}07734}{0{,}055157} = 50{,}5 \ \ кВт \qquad (6.16)$$

что превышает требуемую (без учета роста коэффициента подачи λ) на

$$\bar{\delta} = \frac{Q_0^{Раб} - Q_0}{Q_0} = \frac{50{,}6 - 42{,}9}{42{,}9} = 17{,}9\% \qquad (6.17)$$

Таким образом, ХМ-АУ$_1$45/11 соответствует требуемым условиям, и может быть использована в системе.

ХМ-АУ$_1$45/11 представляет собой одноступенчатую агрегатированную холодильную машину с водоохлаждаемым конденсатором и регенеративным охлаждением жидкого ХА после конденсатора, работающую на R22.

Схема и рабочий цикл холодильной машины аналогичны представленным на рис. 2.

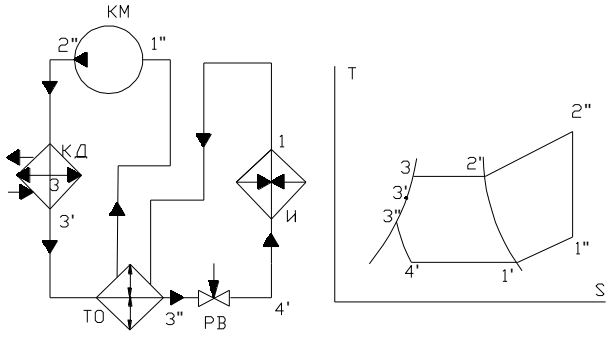


Рис. 6.2 – Рабочий цикл холодильной машины

Расчет цикла холодильной машины

Определяются:

1) параметры ХА в характерных точках схемы, которые сводятся в табл.6.2.

Таблица 6.2. Термодинамические параметры ХА в цикле

№ точек	t_0, °С	P, мПа	i, кДж/кг
$1''$	10	0,422	713,4
$2''$	68	1,3541	745,8
$3'$	35	1,3541	542,8
$3''$	27	1,3541	532,0
$4'$	-9	0,368	532,0
1	-9	0,368	702,6

Принята величина перегрева паров ХА на линии всасывания $\Delta t_{вс} = 15$. Энтальпии в точке $3''$ определяется из соотношения:

$$i_3'' = i_3' + i_1 - i_1'' = 542{,}8 + 702{,}6 - 713{,}4 = 532 \text{кДж/кг}\ , \qquad (6.18)$$

Энтальпия в точке 3 находится из выражения для адиабатного КПД компрессора где принято $\eta_{ад} = 0{,}8$:

$$i_3 = i_1'' + \frac{i_2'' - i_1''}{\eta_{ад}} = 713{,}4 + \frac{745{,}8 - 713{,}4}{0{,}8} = 753{,}9 \quad кДж/кг, \qquad (6.19)$$

2) удельная тепловая нагрузка испарителя q_0 ($i_4^{'} = i_3^{''}$):

$$q_0 = i_1 - i_4^{'} = 702{,}6 - 532 = 170{,}6 \quad кДж/кг, \tag{6.20}$$

3) удельная внутренняя работа компрессора $l_к$:

$$l_k = i_2^{''} - i_1^{''} = 753{,}9 - 713{,}4 = 40{,}5 \quad кДж/кг \tag{6.21}$$

4) массовый расход ХА, циркулирующего в контуре холодильной машины $G_{ха}$:

$$G_{ха} = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{42{,}9}{170{,}6} = 0{,}251 \quad кг/с, \tag{6.22}$$

где Q_0-холодопроизводительность источника холода;

5) тепловая нагрузка конденсатора ХМ $Q_к$:

$$Q_к = G_{ха} \cdot (i_3 - i_3^{'}) = 0{,}251 \cdot (753{,}9 - 542{,}8) = 52{,}98 \text{ кВт}; \tag{6.23}$$

6) мощность, потребляемая компрессором $N_к^{хм}$:

$$N_к^{хм} = G_{ха} \cdot l_к = 0{,}251 \cdot 40{,}5 = 10{,}16 \text{ кВт}, \tag{6.24}$$

где $l_к$ - удельная внутренняя работа компрессора;

Проверка теплового баланса в цикле ХМ

$$Q'_к = Q_0 + N^{хм}_к = 42{,}9 + 10{,}16 = 53{,}06 \text{ кВт}; \tag{6.25}$$

Погрешность баланса составляет при этом

$$\bar{\delta} = \frac{Q_к^{'} - Q_к}{Q_к^{'}} = \frac{53{,}06 - 52{,}98}{53{,}06} = 0{,}15\ \% \tag{6.26}$$

7) электрическая мощность холодильной машины $N_э^{хм}$ при принятом значении электромеханического КПД $\eta_{эм} = 0{,}92$

$$N_Э^{ХМ} = \frac{N_К^{ХМ}}{\eta_{ЭМ}} = \frac{10{,}125}{0{,}92} = 11{,}01 \quad кВт, \tag{6.27}$$

8) холодильный коэффициент ХМ

$$\varepsilon_0 = \frac{Q_0}{N_Э^{ХМ}} = \frac{42{,}9}{11{,}01} = 3{,}89, \tag{6.28}$$

9) энергетический КПД холодильной машины по хладоагенту

$$\eta_{ЕХ} = \frac{Q_0 \cdot (\tau_q)_и}{N_Э^{ХМ}} = \frac{42{,}9 \cdot 0{,}1119}{11{,}01} = 0{,}436 \quad (43{,}6\%), \tag{6.29}$$

где $(\tau_q)_н = \left|1 - \frac{T_{\omega 1}}{T_0}\right| = \left|1 - \frac{298}{268}\right| = 0{,}1119$- коэффициент работоспособности теплового потока при температуре кипения хладагента.

Расчет системы холодоснабжения

В качестве хладоносителя принимается (согласно заданию) водный раствор хлоридакальция с температурой замерзания $t_{зам}$, °С. Обычно температура замерзания ХН выбирается на величину $\Delta t_{зам}$ = 5÷10 °С ниже температуры кипения ХА в испарителе. Принято $\Delta t_{зам}$ = 4°С, тогда

$t_{зам} = t_0 - \Delta t_{зам} = -9 - 4 = -13$ °С,

что соответствует концентрации раствора ξ = 18,9% (табл. 28 приложения).

Подогрев ХН в ООВ принимается $\Delta t_s = t_{s1} - t_{s2} = 4$ °С.

Расход ХН в циркуляционной системе холодоснабжения G_sсоставляет:

$$G_s = \frac{Q_0}{C_s \cdot \Delta t_s} = \frac{42{,}9}{3{,}77 \cdot 4} = 2{,}84 \quad кг/с, \qquad (6.30)$$

где C_s = 3,77 кДж/(кг·К) - теплоемкость ХН при средней рабочей температуре $t_s^{ср}$:

$$t_s^{ср} = \frac{t_{s1} + t_{s2}}{2} = \frac{-2-6}{2} = -4°С, \qquad (6.31)$$

В объемных единицах расход ХН V_s при плотности раствора ХН ρ_s = 1030кг/м^3 составит:

$$V_s = \frac{G_s}{\rho_s} = \frac{2{,}84 \cdot 3600}{1030} = 9{,}93 \quad м^3/ч, \qquad (6.32)$$

где ρ - плотность перекачиваемой среды, кг/м^3

Расчет напора циркуляционного насоса возможен только при выполненной монтажной схеме системы холодоснабжения. Приблизительно оценивается требуемый напор H_s =17 м.

Для циркуляции ХН выбирается насос типа К марки 1.5К-6 с числом оборотов

n = 2900 об/мин и КПД $\eta_н$ = 0,8 в расчетном режиме. Потребляемая электрическая мощность составляет N_s

$$N_s = \frac{V_s \cdot \rho_s \cdot g \cdot H_s}{\eta_H \cdot 1000} = \frac{9{,}93 \cdot 1030 \cdot 9{,}81 \cdot 17}{0{,}8 \cdot 1000 \cdot 3600} = 5{,}92 \quad кВт, \qquad (6.33)$$

где g = 9,81 м/с^2 - ускорение свободного падения;

7 Расчёт системы оборотного водоснабжения

Общий расход воды в оборотной системе складывается из расходов воды в промежуточных и концевых воздухоохладителях, а также в конденсаторах ХМ систем осушки воздуха станции. Учитываются также расходы воды в маслоохладителях и цилиндрах компрессоров.

Порядок расчета:

1) вычисляются тепловые нагрузки теплообменников - водопотребителей:

а) тепловая мощность промохладителя $Q_{по}$:

$Q_{по} = G_к \cdot c_{ср} \cdot (T'_{нк} - T''_{вк}) = 1{,}906 \cdot 1{,}01 \cdot (378 - 308) = 134{,}7$ кВт; (7.1)

где $c_{рв}$ - средняя изобарная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К),

$G_к$ - массовая производительность воздушного компрессора, кг/с.

б) тепловая мощность концевого охладителя ВОК $Q_{вок}$:

$Q_{вок} = G_к \cdot c_{ср} \cdot (T''_{нк} - T'_1) = 1{,}906 \cdot 1{,}01 \cdot (390 - 338) = 100{,}1$ кВт (7.2)

в) тепловая мощность конденсатора холодильной машины системы осушки

$Q_к = 52{,}98$ кВт определена в расчете цикла ХМ;

2) вычисляются расходы воды в указанных аппаратах соответственно:

$$\boldsymbol{G_{\omega}^{ПО} = \frac{Q_{ПО}}{c_{\omega} \cdot (t_{\omega 1} - t_{\omega 2})} = \frac{134{,}7}{4{,}19 \cdot 5} = 6{,}43} \quad кг/с \quad (л/с) \qquad (7.3)$$

$$\boldsymbol{G_{\omega}^{ВОК} = \frac{Q_{ВОК}}{c_{\omega} \cdot (t_{\omega 1} - t_{\omega 2})} = \frac{100{,}1}{4{,}19 \cdot 5} = 4{,}78} \quad кг/с \quad (л/с) \qquad (7.4)$$

$$\boldsymbol{G_{\omega}^{К} = \frac{Q_{К}}{c_{\omega} \cdot (t_{\omega 1} - t_{\omega 2})} = \frac{52{,}98}{4{,}19 \cdot 5} = 2{,}529} \quad кг/с \quad (л/с) \qquad (7.5)$$

где $c_w = 4{,}19$ кДж/(кг·К) - теплоёмкость воды;

3) вычисляется суммарное потребление воды в компрессорной установке с учетом расхода воды на охлаждение масла и цилиндров компрессора:

$G^{ку}_w = 1{,}1 \cdot (G^{по}_w + G^{вок}_w + G^{к}_w) = 1{,}1 \cdot (6{,}43 + 4{,}78 + 2{,}529) = 15{,}113$ кг/с(л/с), (7.6)

или в объемных единицах $V_w^{ку}$:

$$V_{\omega}^{КУ} = G_{\omega}^{КУ} \cdot \frac{3600}{1000} = \frac{15{,}113 \cdot 3600}{1000} = 54{,}4 \quad м^3/ч \qquad (7.7)$$

4) общий расход оборотной воды на компрессорной станции $G^{кс}_w$ равен:

$G^{кс}_{w} = n_{раб} \cdot G^{ку}_{w} = 4 \cdot 15{,}113 = 60{,}5$ кг/с (л/с), (7.8)

где $n_{раб}$-количество рабочих машин;

или в объемных единицах:

$V_w^{кс} = n_{раб} \cdot V_w^{ку} = 4 \cdot 54{,}4 = 217{,}6$ м^3/ч. (7.9)

Оценивается ориентировочно необходимая площадь поперечного сечения пленочного оросителя вентиляторной градирни $F'_{ор}$

$$F'_{op} = \frac{V_{\omega}^{KC}}{g'_{OP}} = \frac{217{,}6}{9} = 24{,}2 \ \ м^2, \quad (7.10)$$

где $g'_{ор}$ -первоначально принятая плотность орошения, м^3/(м^2·ч).

Выбирается секционная вентиляторная градирня типа "Союзводоканалпроекта" с поперечным сечением секции в 16м^2 [1; прил.; табл.2].

То есть при количестве секций $n_{сек} = 2$; $F_{ор} = 32$м^2. Тогда действительная плотность орошения $g_{ор}$ составляет:

$$g_{OP} = \frac{V_{\omega}^{KC}}{F_{OP}} = \frac{217{,}6}{32} = 6{,}8 \quad (7.11)$$

5) вычисляется требуемый напор подаваемой оборотной воды.

Для определения напора необходим гидравлический расчет всей системы водоснабжения, который возможен только после составления монтажной схемы. При ее отсутствии требуемый напор H_{w1}, м, оценивается приблизительно.

Принимается:

$H_w = h_{гр} + h_{ф} + h_{г}$, (7.12)

где $h_{гр} = 10$ м - высота подъема воды в градирню от уровня воды в бассейне, откуда производится забор воды; $h_{ф} = 5$ м - требуемый перепад в разбрызгивающих воду устройствах (форсунках); $h_{г} = 15$ м - потери напора от гидравлических сопротивлений в системе циркуляции воды.

Таким образом, $H_w = 10 + 5 + 15 = 30$ м;

6) в соответствии с нормами проектирования число рабочих насосов оборотной воды должно быть не менее 2. Если $n^{w}_{раб} = 2$, то производительность одного насоса должна быть не менее:

$$V_н = \frac{V_к^{КС}}{n_{раб}^{\omega}} = \frac{217,6}{2} = 108,8 \quad м^3/ч \qquad (7.13)$$

Принимаем к установке 2 рабочих и 2 резервных центробежных насоса с двухсторонним входом типа К140/36 с расчетными параметрами:

подача $V_н^{рас}$ = 110м^3/ч;

напор $N_н^{рас}$ = 36 м;

мощность электродвигателя $N_{дв}$ = 28 кВт;

частота вращения ротора $n_{дв}$ = 1450 об/мин

Потребляемая мощность насоса N_w составляет:

$$N_\omega = \frac{V_\omega \cdot g \cdot \rho \cdot H_\omega}{\eta_H \cdot 1000} = \frac{108,8 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 30}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,73} = 12,18 \quad кВт, \qquad (7.14)$$

где $\eta_н$ = 0,32 (0,73 ÷ 0,88 - диапазон значений КПД насосов типа К), $V_н$ - рабочая производительность насоса, м^3/с, ρ = 1000 кг/м^3 - плотность воды, g = 9,81 м/с^2 - ускорение свободного падения.

8 Расчет показателей эффективности работы компрессорной станции

Расчет ведется для всей станции, работающей в режиме максимальной нагрузки $Q_{раб}$, т е при работе всех рабочих компрессоров.

Эксергетический КПД компрессорной станции:

$$\boldsymbol{\eta_{ex}^{кс}} = \frac{\boldsymbol{E_B}}{\sum \boldsymbol{E_{BX}} + \sum \boldsymbol{E_{BЭ}}} = \frac{\mathbf{1605,7}}{\mathbf{1718,8+88,68}} = \mathbf{0,888} \quad (\mathbf{88}\%) \qquad (8.1)$$

где $E_в = G_в \cdot (i_в - i_{о.с} - T_{о.с} \cdot (s_в - s_{о.с})) = 8,92 \cdot (445,4 - 428,2 - 301,5 \cdot (3,36 - 3,9)) = 1605,7$ кВт - эксергия сжатого воздуха в коллекторе КС,

где $i_в$ = 12900 Дж/моль = 445,4 кДж/кг - энтальпия сжатого воздуха при

$P_{к.с}$ = 0,7176 МПа и $T_{к.с}$ = 318 К,

$i_{о.с}$ = 12400 Дж/моль = 428,2 кДж/кг - энтальпия атмосферного воздуха при $T_{о.с}$ = 301,5 К;

$s_в$ = 97,4 Дж/(моль К) = 3,36 кДж/(кг·К) - энтропия сжатого воздуха;

$s_{о.с}$ = 1 12,8 Дж/(моль К) = 3,9 кДж/(кг·К) - энтропия атмосферного воздуха при

$T_{о.с}$ = 301,5 К;

$\sum E_{вх} = n_{раб} \cdot N_к = 4 \cdot 429{,}7 = 1718{,}8$ кВт- мощность, потребляемая всеми работающими воздушными компрессорами,

$\sum E_{вэ} = n^{к}_{раб} \cdot N_к^{хм} + n^{w}_{раб} \cdot N_w + n^{s}_{раб} \cdot N_s = 4 \cdot 10{,}16 + 2 \cdot 12{,}18 + 4 \cdot 5{,}92 = 88{,}68$ кВт - суммарная электрическая мощность компрессоров холодильных машин, циркуляционных насосов оборотного водоснабжения и контура хладоносителя.

Удельный расход электрической энергии на производство 1000 м^3 сжатого воздуха:

$$Э_y = \frac{Э_1 + Э_2 + Э_3 + Э_4}{Q_к \cdot n_{раб}} \cdot 1000 = \frac{1718{,}8 + 40{,}64 + 24{,}36 + 23{,}68}{100 \cdot 4 \cdot 60} \cdot 1000 = 75{,}3 \quad (8.2)$$

где учтены следующие расходы электроэнергии за 1 час работы КС:

$Э_1 = n^{к}_{раб} \cdot N_к = 4 \cdot 429{,}7 = 1718{,}8$ кВт·ч - в воздушных компрессорах;

$Э_2 = n^{к}_{раб} \cdot N_к^{хм} = 4 \cdot 10{,}16 = 40{,}64$ кВт·ч - в хладоновых компрессорах, холодильных компрессорах холодильных машин;

$Э_3 = n^{w}_{раб} \cdot N_w = 2 \cdot 12{,}18 = 24{,}36$ кВт·ч - в рабочих водяных насосах оборотной системы водоснабжения;

$Э_4 = n^{s}_{раб} \cdot N_s = 4 \cdot 5{,}92 = 23{,}68$ кВт·ч - в рабочих насосах системы циркуляции хладоносителя.

Удельный расход охлаждающей воды на компрессорной станции g_w:

$$g_\omega = \frac{V_\omega^{кс}}{Q_{раб}} = \frac{217{,}6 \cdot 10^3}{400 \cdot 60} = 9{,}1 \quad л/м^3 \quad (8.3)$$

Расход воды несколько выше нормы, что обусловлено выбранной величиной подогрева воды ($\Delta t_w = 5$ °С). Дополнительные затраты на прокачку воды компенсируются высоким значением КПД станции, а следовательно, и значительной экономией электрической энергии в приводе компрессорных установок. Оптимальное значение Δt_w должно определяться технико-экономическим расчетом.

9 Адсорбционная доосушка воздуха

В соответствии с заданием воздух в количестве $Q_{ад} = 50$ м^3/мин должен досушиваться до температуры точки росы $t_{ад} = -35$ °С. Такие параметры достигаются в серийной

адсорбционной установке осушки воздуха УОВ-100. Это моноблочный двухкорпусный агрегат с одним электронагревателем воздуха для регенерации.

Основные показатели УОВ 100 [1; прил. Табл.22]:

расход осушаемого воздуха $Q_{ад}$ = 100 м^3/мин;

масса загружаемого адсорбента $G_{ад}$ = 2240 кг;

расход воздуха на регенерацию $Q_{рег}$ = 0,25 м^3/с;

мощность электронагревателя воздуха $N_{э.в}$ = 87 ÷ 90 кВт.

В качестве адсорбента выбран силикагель марки КСМ. Его динамическая [1; прил. Табл.22] влагоемкость (при t = 20 °С) составляет 25 %, а расчетная - 12 % от массы адсорбента. Он обеспечивает остаточное влагосодержание воздуха $d_{ост}$ = 0,011 г/кг, что соответствует $t_{т.р}$ = -52 °С.

Рабочая влагоемкость всей массы адсорбента установки составляет:

$$W_{ад} = G_{ад}\cdot 0{,}12 = 2240\cdot 0{,}12 = 560 \text{ кг}. \quad (9.1)$$

В соответствии со схемой КС воздух для доосушки поступает с параметрами насыщения, т.е. с температурой $t_З$ = 0°С, давлением $P_З$ = 0,519 МПа и влагосодержанием $d_З$ = 0,7 г/кг. Количество влаги, поглощаемой адсорбентом из поступающего на осушку воздуха $W_{пог}$:

$$W_{пог} = G^{ад}_{в}\cdot(d_З - d_{ост}) = 6816\cdot((0{,}7 - 0{,}011)/1000) = 4{,}696 \text{ кг/ч}, \quad (9.2)$$

где $G^{ад}_{в}$ - массовый расход воздуха через адсорбер, кг/ч, определяется как

$$G^{ад}_{в} = Q_{ад}\cdot\rho_{вк}\cdot 60 = 100\cdot 1{,}136\cdot 60 = 6816 \text{ кг/ч}. \quad (9.3)$$

Время работы одного корпуса адсорбера до насыщения находящегося в нем адсорбента $\tau_{раб}$ составит:

$$\tau_{раб} = \frac{W_{ад}}{W_{пог}} = \frac{560}{4{,}696} = 119{,}3 \quad ч \quad (9.4)$$

что составляет $\tau_{раб}$ = 4,97≈5 суток.

Таким образом, регенерация аппарата производится 1 раз через 5 суток непрерывной работы блока осушки.

Заключение

Разработан источник сжатого воздуха для производственных нужд, с рабочей производительностью $Q_{раб}$ = 400 м^3/мин при давлении нагнетания $P_{кс}$≤0,9 МПа и температурой воздуха в коллекторе КС $t_{кс}$ = 45 °С.

Принято для установки на КС 4 рабочих и 1 резервная поршневых компрессорных машин типа 4ВМ10-100/9.

Разработанная система осушки состоит из холодильной машины ХМ-АУ$_1$45/11, регенеративного теплообменника с поверхностью теплообмена $F_{рто}$ = 172,6 м^2 и охладителя-осушителя с поверхностью теплообмена $F_{оов}$ =81,1 м для каждого воздушного компрессора.

Влагосодержание подаваемого потребителю воздуха составляет $d_п$ = 0,7 г/кг.

В качестве ХА принят хладон R22 и в качестве ХН - водный раствор хлоридакальция с концентрацией ζ = 18,9 %.

Для доосушки 50 м^3/мин воздуха до $t_{тр}$ = -35 °С выбрана серийная адсорбционная установка

УОВ-100, позволяющая осушать 100 м^3 в минуту до "точки росы" -52 °С.

В качестве адсорбента использован силикагель марки КСМ в количестве 2400 кг.

Расчетом установлены диаметры трубопроводов:

нагнетательного КУ - 273×7 мм;

магистрального воздуховода - 478×6 мм.

В качестве водоохладительного устройства принята вентиляторная 3-секционная градирня типа "Водоканалпроект" с пленочным оросительным устройством сечением 16м^2 (4×4) каждая и вентиляторами 1ВГ-25.

Для циркуляции оборотной воды выбраны два рабочих и два резервных насоса типа К140/36 с

n = 1450 об/мин.

Для циркуляции ХН установлено по одному рабочему и одному резервному насосу 1,5К-6 в каждой осушительной системе.

Расчетный эксергетический КПД компрессорной станции составляет $\eta^{кс}_{ex}$ = 88%.

Удельный расход электрической энергии на производство сжатого воздуха составляет

$Э_у$ = 75,3 кВт·ч/(1000·м^3).

Удельный расход охлаждающей воды g_w = 9,1 л/м^3.

11. ПРИМЕР РАСЧЁТА СИСТЕМЫ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ОТ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ С ТУРБОКОМПРЕССОРАМИ

Расчётные параметры окружающей среды и предварительные показатели системы охлаждения принимаются такими же, как и в расчёте станции с ПКУ.

Считаем неизменной и характеристику воздушной магистрали, что позволяет использовать результаты уже проделанного гидравлического расчета воздухопровода и системы осушки воздуха.

11.1 Тепловой (термодинамический) расчет турбокомпрессорной установки 32 ВЦ-100/9

Расчётная схема 4-секционного ТК 32 ВЦ-100/9 приведена на рис.10, расчетные параметры - в табл. 10 приложения. Принимаем дополнительные данные к расчёту:

потери давления на линии всасывания $P_{вс}$ = 1000 Па;

коэффициенты, учитывающие потери давления в промежуточных и концевом охладителях воздуха σ' = σ'' = σ''' = σ'''' = 0,975;

недоохлаждение воздуха до температуры воды в промежуточных охладителях

$\Delta T_{охл}$ =10 К;

адиабатные (изоэнтропные) КПД ступеней сжатия ТКУ $\eta_{ад} = 0,8$;

электромеханический КПД привода ТКУ $\eta_{эм} = 0,96$.

Определяются:

1) значения давлений на всасывании и нагнетании компрессора:

$$P'_{вк} = P_a - \Delta P_{вс} = 0,099 - 0,001 = 0,098 \text{ МПа;} \quad (1.1)$$

$$P_{ку} = P_1 = 0,547 \text{ МПа;} \quad (1.2)$$

2) степени повышения давления в секциях ТК:

$$\varepsilon' = \varepsilon'' = \varepsilon''' = \varepsilon'''' = \frac{1}{\sigma}\left(\frac{P_{KV}}{P'_{BK}}\right)^{0,25} = \frac{1}{0,975} \cdot \left(\frac{0,547}{0,098}\right)^{0,25} \quad (1.3)$$

3) давления воздуха между ступенями сжатия ТК:

$P'_{нк} = P'_{вк} \cdot \varepsilon' = 0,098 \cdot 1,576 = 0,154$ МПа;

$P''_{вк} = P'_{нк} \cdot \sigma' = 0,154 \cdot 0,975 = 0,15$ МПа;

$P''_{нк} = P''_{вк} \cdot \varepsilon'' = 0,15 \cdot 1,576 = 0,237$ МПа;

$P'''_{вк} = P''_{нк} \cdot \sigma'' = 0,237 \cdot 0,975 = 0,231$ МПа; (1.4)

$P'''_{нк} = P'''_{вк} \cdot \varepsilon''' = 0,231 \cdot 1,576 = 0,365$ МПа;

$P''''_{вк} = P'''_{нк} \cdot \sigma''' = 0,365 \cdot 0,975 = 0,355$ МПа;

$P''''_{нк} = P''''_{вк} \cdot \varepsilon'''' = 0,355 \cdot 1,576 = 0,56$ МПа;

4) значения температур воздуха на входе в секции сжатия:

$$T'_{вк} = T_a = 28,5 + 273,15 = 301,5 \text{ К (28,5 °С);} \quad (1.5)$$

$$T''_{вк} = T'''_{вк} = T''''_{вк} = T_{w1} + \Delta t_{охл} = 298 + 10 = 308,2 \text{ К (35,2 °С)} \quad (1.6)$$

5) удельные работы сжатия воздуха по секциям: а) в первой секции

а) в первой секции

$$l_к^{'} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{ВК}^{'} \cdot \left[(\varepsilon^{'})^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_{АД}} =$$

$$= \frac{1{,}4}{1{,}4-1} \cdot 0{,}287 \cdot 301{,}5 \cdot \left[(1{,}576)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{0{,}8} = 52{,}5 кДж/кг \qquad (1.7)$$

б) во второй, третьей и четвертой секциях

$$l_к^{''} = l_К^{'''} = l^{'''_к \frac{k}{k-1} {}^{''}_{ВК} \left[(\varepsilon^{''})^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{АД}}}$$

$$= \frac{1{,}4}{1{,}4-1} \cdot 0{,}287 \cdot 308{,}2 \cdot \left[(1{,}576)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{0{,}8} = 53{,}7 кДж/кг \qquad (1.8)$$

Здесь k = 1,4 - показатель адиабаты для воздуха; R = 0,287 кДж/(кг·К) -газовая постоянная воздуха;

6) значения температур воздуха на выходе из секций сжатия:

$$T_{НК}^{'} = T_{ВК}^{'} + \frac{l_К^{'}}{C_{рв}} = 301{,}5 + \frac{52{,}5}{1{,}02} = 352{,}97 \quad К \quad (79{,}9^0 С) \qquad (1.9)$$

$$T_{НК}^{''} = T_{НК}^{'''} = T^{'''_{НК} {}^{''}_{ВК} \frac{l_К^{'} 53{,}7}{C_{рв} 1{,}02}} \quad (87{,}8^0 С) \qquad (1.10)$$

Здесь $c_{рв}$ = 1,02 кДж/(кг·К) - средняя изобарная теплоёмкость воздуха в процессах сжатия.

7) массовая производительность компрессора в рассчитываемых условиях $G_к$:

$$G_К = \frac{Q_{ВК} \cdot \rho_{ВК}}{60} = \frac{100-1{,}133}{60} = 1{,}887 \quad кг/с, \qquad (1.11)$$

где $Q_{вк}$ = 100 м^3/мин - объёмная производительность компрессора; $\rho_{вк}$ -плотность воздуха на всасывании, кг/м^3 , определяемая по формуле:

$$\rho_{ВК} = \rho_0 \cdot \frac{P_{ВК}^{'} \cdot T_0}{P_0 \cdot T_a} = 1{,}293 \cdot \frac{0{,}098 \cdot 273}{0{,}1013 \cdot 301{,}5} = 1{,}133 \quad кг/м^3, \qquad (1.12)$$

где ρ_0 = 1,293 кг/м^3, T_0 = 273 К, P_0 = 0,1013 МПа - параметры воздуха, соответствующие стандартным атмосферным условиям.

8) электрическая мощность, потребляемая приводом компрессора $N_к$:

$$N_К = \frac{G_К \cdot l_К^{\Sigma}}{\eta_{ЭМ}} = \frac{1{,}887 \cdot 214{,}8}{0{,}96} = 422{,}2 \quad кВт, \qquad (1.13)$$

где $l^{\Sigma}_{к} = l'_{к} = l''_{к} + l'''_{к} + l''''_{к} = 255{,}3$ кДж/кг - суммарная удельная работа сжатия компрессора.

11.2 Расчет системы оборотного водоснабжения для КС с турбокомпрессорами

Общий расход производственной воды складывается из расходов в ПО, ВОК и конденсаторе холодильной машины.

Тепловые нагрузки водоохлаждаемых аппаратов КС составляют

а) в промохладителях воздуха $Q_{по}$

$$Q'_{по} = G_{к} \cdot c_{рв} \cdot (T'_{нк} - T'_{вк}) = 1{,}887 \cdot 1{,}01 \cdot (352{,}97 - 301{,}5) = 97{,}58 \text{ кВт}; \quad (2.1)$$

$$Q''_{по} = Q'''_{по} = G_{к} \cdot c_{рв} \cdot (T''_{нк} - T'''_{вк}) = 1{,}887 \cdot 1{,}01\ (360{,}8 - 308{,}2) = 100{,}2 \text{ кВт}; \quad (2.2)$$

где $c_{рв}$ - средняя изобарная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К).

б) в концевом охладителе воздуха Q_w:

$$Q'_{вок} = G_{к} \cdot c_{рв} \cdot (T''''_{нк} - T''_{ку}) = 1{,}887 \cdot 1{,}01 \cdot (360{,}8 - 338) = 43{,}4 \text{ кВт}, \quad (2.3)$$

$T''_{КУ} = T_1$;

Расходы воды в аппаратах G_w составят:

$$G_w^{ПО1} = \frac{Q'_{ПО}}{c_w \cdot \Delta t_w} = \frac{97{,}58}{4{,}19 \cdot 5} = 4{,}65 \quad кг/с \quad (л/с)$$

$$G_w^{ПО2} = Q_w^{ПО3} = \frac{Q''_{ПО}}{c_w \cdot \Delta t_w} = \frac{100{,}2}{4{,}19 \cdot 5} = 4{,}78 \quad кг/с \quad (л/с) \quad (2.4)$$

$$G_w^{ВОК} = \frac{Q_{ВОК}}{c_w \cdot \Delta t_w} = \frac{43{,}4}{4{,}19 \cdot 5} = 2{,}074 \quad кг/с \quad (л/с)$$

где теплоемкость воды $c_w = 4{,}19$ кДж/(кг·К).

Суммарное потребление воды в компрессорной установке $G^{ку}_w$ с учетом 10 % расхода воды в маслоохладителях составляет:

$$G_w^{КУ} = 1{,}1 \cdot (G_w^{ПО1} + G_w^{ПО2} + G_w^{ПО3} + G_w^{ВОК} + G_w^{К}) =$$
$$= 1{,}1 \cdot (4{,}65 + 4{,}78 + 4{,}78 + 2{,}074 + 2{,}529) = 20{,}69 \quad кг/с (л/с) \quad (2.5)$$

или в объемных единицах $V_w^{ку}$:

$$V_w^{КУ} = G_w^{КУ} \cdot \frac{3600}{1000} = 20{,}69 \cdot 3{,}6 = 74{,}4 \quad м^3/ч \qquad (2.6)$$

Общий расход оборотной воды на компрессорной станции для охлаждения рабочих машин $G^{кс}{}_w$ составит:

$$G^{кс}{}_w = n_{раб} \cdot G^{ку}{}_w = 4 \cdot 20{,}69 = 82{,}76 \text{ кг/с(л/с)} \qquad (2.7)$$

где $n_{раб}$ – количество принятых рабочих машин;

или в объёмных единицах $V_w^{кс}$:

$$V_w^{кс} = n_{раб} \cdot V_w^{ку} = 4 \cdot 74{,}4 = 297{,}6 \text{ (0,0826 м}^3\text{/с).} \qquad (2.8)$$

Необходимая площадь поперечного сечения плёночного оросительного устройства $F'_{ор}$ ориентировочно составляет:

$$F'_{op} = \frac{V_w^{KC}}{g'_{OP}} = \frac{297{,}6}{9} = 33{,}06 \quad м^2, \qquad (2.9)$$

где $g'_{ор}$ = 9,0 м^3/(м^2·ч) - принятое значение плотности орошения в градирне.

Выбирается 3-секционная вентиляторная градирня типа "Союзводоканалпроект" с поперечным сечением оросителя секции $f''_{ор}$ = 16 м^2 (размеры секции 4×4 м), всего три секции с площадью орошения $F_{ор}$ = 48 м^2 [1; прил. табл. 2].

Действительная плотность орошения в градирне $g_{ор}$ составляет:

$$g_{OP} = \frac{V_w^{KC}}{F_{OP}} = \frac{297{,}6}{48} = 6{,}2 \quad м^3/(м^2 \cdot ч) \qquad (2.10)$$

При сохранении принятых ранее значений необходимого напора циркуляционных насосов оборотной системы определяется потребляемая насосами электрическая мощность $N_w^э$, она составит:

$$N_w^Э = \frac{V_w^{KC} \cdot \rho \cdot q \cdot H_w}{\eta_H \cdot 1000} = \frac{0{,}0826 \cdot 1000 \cdot 9{,}81 \cdot 30}{0{,}76 \cdot 1000} = 31{,}985 \quad кВт, \qquad (2.11)$$

где ρ = 1000 кг/м^3 - плотность воды; g = 9,81 м/с^2 - ускорение свободного падения; H_w = 30 м - требуемый напор насоса; $\eta_н$ = 0,76 - общий (полный) КПД насоса.

Число рабочих насосов принимается $n_{раб} = 2$. Производительность насоса составляет

$V_н = 63,25$ л/с (227,7 м^3/ч). Выбираются центробежные насосы типа К.

Для требуемых параметров: $H_н$ =30 м, $V_н = 227,7$ м^3/ч подходит насос 8К12 с производительностью 250 м^3/ч при развиваемом напоре 31 м.

11.3 Расчет показателей работы компрессорной станции с турбокомпрессорами

Расчёт ведётся для всей станции при работе всех рабочих компрессоров в номинальном для них режиме.

1 . Эксергетический КПД станции без учета расхода электроэнергии в вентилятор ах градирен составляет:

$$\boldsymbol{\eta_{ex} = \frac{E_B}{\sum E_{BK} + \sum E_{B\Э}} = \frac{1358}{1688,8+96,3} = 0,76 \quad (76\ \%)} \qquad (3.1)$$

где $E_в$ - эксергия сжатого воздуха, которая, как и в случае с установкой поршневых компрессоров, определяется по формуле:

$E_в = G_к \cdot n_{раб} \cdot (i_в - i_{ос} - T_{ос} \cdot (s_в - s_{ос}) = 1,887 \cdot 4 \cdot (445,4 - 428,2 - 301,5 \cdot (3,36 - 3,9)) = 1358$ кВт;

$\sum E_{вк} = n_{раб} \cdot N_к = 4 \cdot 422,2 = 1688,8$ - эксергия, потребляемая всеми воздушными компрессорами станции;

$\sum E_{вэ} = n_{раб} \cdot N_к^{хм} + N_w^э + N_s^э = 4 \cdot 10,16 + 31,98 + 5,92 \cdot 4 = 96,3$ - эксергия (суммарная электрическая мощность), потребляемая насосами циркуляции оборотной воды и хладоносителя.

2. Удельный расход электрической энергии на производство 1000 м^3 сжатого воздуха определяется по формуле:

$$Э_y = \frac{Э_1 + Э_2 + Э_3 + Э_4}{Q_к \cdot n_{раб}} \cdot 1000 = \frac{1688,8 + 40,64 + 63,97 + 23,68}{100 \cdot 4 \cdot 60} \cdot 1000 = 75,7 \frac{кВт \cdot ч}{1000 м^3}$$

где учтены следующие расходы электроэнергии за 1 час работы КС:

$Э_1 = n^к_{раб} \cdot N_к = 4 \cdot 422,2 = 1688,8$ кВт·ч - в воздушных компрессорах;

$Э_2 = n^{к}_{раб} \cdot N_к^{хм} = 4 \cdot 10,16 = 40,64$ кВт·ч - в хладоновых компрессорах, холодильных компрессорах холодильных машин;

$Э_3 = n^{w}_{раб} \cdot N_w = 2 \cdot 31,985 = 63,97$ кВт·ч - в рабочих водяных насосах оборотной системы водоснабжения;

$Э_4 = n^{s}_{раб} \cdot N_s = 4 \cdot 5,92 = 23,68$ кВт·ч - в рабочих насосах системы циркуляции хладоносителя.

Удельный расход охлаждающей воды на компрессорной станции g_w:

$$g_\omega = \frac{V_\omega^{кс}}{Q_{раб}} = \frac{297,6 \cdot 10^3}{400 \cdot 60} = 12,4 \quad л/м^3 \qquad (3.2)$$

12. Порядок и правила оформления курсового проекта

Курсовой проект выполняется в соответствии с заданием, составленным и подписанным руководителем.

Общие требования к оформлению курсового проекта:

1) Курсовой проект выполняется в точном соответствии с действующими требованиями и правилами. К защите принимаются только сброшюрованные работы, выполненные с помощью компьютерного набора.
2) Пояснительная записка по отчету не должна превышать 40 листов машинного текста. Графическая часть выполняется на листах формата А1.
3) Текст курсового проекта должен быть напечатан на одной стороне стандартного листа формата А4 (270 х 297 мм) шрифтом Times New Roman, кегль – 14, межстрочный интервал соответствует 1,5 интервалу Microsoft Office Word. Поля должны оставаться по всем четырем сторонам печатного листа: левое – не менее 35 мм, правое – не менее 15, нижнее – не менее 20 и верхнее – не менее 15 мм. (Область для печати в системе TEX составляет 160 х 240.)
4) Страницы курсового проекта с рисунками и приложениями должны быть пронумерованы арабскими цифрами сквозной нумерацией по всему тексту. Титульный лист входит в общую нумерацию страниц, но на нем номер страницы не проставляется. Таблицы, схемы, расположенные на отдельных листах, входят в общую нумерацию страниц.
5) Главы, параграфы (кроме введения, заключения, списка использованной литературы) нумеруются арабскими цифрами (например, глава 2, параграф 2.1, пункт 2.1.1).
6) Заголовки глав, слова «Введение», «Заключение», «Содержание», «Список использованной литературы» располагаются в середине строки без точки в конце. Перенос слов в заголовках не допускается.
7) Каждая глава, введение, заключение, оглавление, список использованной литературы начинаются с новой страницы.

Пояснительная записка должна содержать:

– Титульный лист;
– Задание;
– Содержание;
– Введение;
– Расчетная часть;
– Заключение;
– Список литературы.

Список литературы

1. СНиП 23-01-99* Строительная климатология. – М.: Госстрой, 2006.
2. Кузнецов Ю. В., Кузнецов М. Ю., Березий А. А. Сжатый воздух. Российская акад. наук, Уральское отд-ние. - Изд. 3-е, перераб. и доп. - Екатеринбург: НИСО УрО РАН, 2012. - 552, [1] с.
3. Берман Я. А., Маньковский О. Н., Марр Ю. Н. Системы охлаждения компрессорных установок. - Л. : Машиностроение : Ленингр. отд-ние, 1984. - 228 с.
4. Пономаренко В.С., Арефьев Ю.И. Градирни промышленных и энергетических предприятий: Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат: 1998. – 376 с.
5. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Физматгиз, 1963. – 708 с.

Приложения

Таблица 1. Расчетные параметры воздуха в местах размещения систем воздухоснабжения для самого теплого (верхняя строчка) и самого холодного (нижняя строчка) месяцев года

№ п/п	Наименование пункта	Расчетное барометрическое давление $P_а$, МПа	Параметры А		Параметры Б		Параметры В	
			Температура $t_а$, °С	Энтальпия $i_а$, $\frac{кДж}{кг}$	Температура $t_а$, °С	Энтальпия $i_а$, $\frac{кДж}{кг}$	Температура $t_а$, °С	Энтальпия $i_а$, $\frac{кДж}{кг}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Абакан	0,099	23,8 -27,0	51,1 -26,8	28 -42	54,4 -42,3	38 -50	67,7 -50,2
2	Алдан	0,093	20,1 -32	49,4 -31,8	24,8 -40	51,1 -40,2	34 -51	56,9 -51,1
3	Архангельск	0,101	18,6 -19	48,6 -17,6	24,5 -32	55,3 -31,8	34 -45	73,7 -45,2
4	Астрахань	0,101	29,5 -8	61,1 -4,2	33 -22	64,5 -20,9	40 -34	84,6 -33,9
5	Ачинск	0,097	22,6 -22	49 -20,9	28 -41	52,3 -41	39 -60	62 -60,3
6	Балашев	0,099	25,2 -15	50,7 -13	27,8 -27	54 -26,8	41 -38	71,2 -38,1
7	Барнаул	0,099	23,9 -23	51,9 -22,2	28,3 -39	55,7 -38,9	38 -52	74,5 -52,3
8	Бийск	0,097	24,2 -24	51,1 -23	28,6 -38	55,3 -38,1	39 -53	69,9 -53,2
9	Бодайбо	0,095	23,1 -36	48,6 -36	27,6 -47	52,8 -47,3	39 -55	65,7 -55,3
10	Брест	0,099	22,4 -8	49 -4,2	27 -20	56,5 -18,8	37 -36	62,8 -36
11	Верхоянск	0,099	19,2 -51	46,1 -51,1	26,1 -60	48,1 -60,3	35 -68	56,1 -68,2
12	Вилюйск	0,099	21,6 -42	46,9 -42,3	26,5 -52	51,5 -52,3	37 -61	60,7 -61,1
13	Витебск	0,099	21,6 -12	49,4 -9,2	25,7 -26	53,2 -25,5	36 -41	61,1 -41

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
14	Владивосток	0,099	23,6 -16	57,8 -14,2	23,4 -25	61,5 -24,3	36 -31	80,8 -30,6
15	Владимир	0,099	21,4 -16	49,4 -14,2	27,6 -27	52,8 -26,8	37 -48	69,5 -48,1

16	Волгоград	0,099	28,6 -13	55,3 -10,5	33 -22	57,8 -20,9	42 -36	67 -36
17	Воркута	0,099	15,2 -26	35,6 -25,5	18,2 -41	41,4 -41	31 -52	62 -52,3
18	Воронеж	0,099	24,2 -14	52,3 -11,7	28,9 -25	54,8 -24,3	41 -38	69,9 -38,1
19	Вятка	0,099	20,9 -19	50,7 -17,6	28,1 - 31	56,9 -30,6	37 -45	65,3 -45,2
20	Грозный	0,099	28,8 -5	63,2 0	34,9 -16	66,6 -14,2	41 -33	72,9 -33,1
21	Дербент	0,101	26,4 0	64,1 -7,5	30,8 -9	67 -5,9	38 -21	73,3 -19,7
22	Дудинка	0,101	17,2 -35	47,3 -35,2	22,4 -46	49,9 -46,1	32 -57	59,5 -57,4
23	Ейск	0,101	26,3 -7	57,4 -2,9	30,8 -21	61,1 -19,7	39 -31	68,7 -30,6
24	Екатеринбург	0,097	20,7 -20	48,1 -18,8	28,7 -31	51,1 -30,6	38 -43	66,2 -43,1
25	Елабуга	0,099	23,9 -18	51,1 -16,3	28,3 -30	54,4 -29,7	38 -47	63,6 -47,4
26	Енисейск	0,099	22,3 -28	48,1 -27,6	27,7 -47	52,8 -47,3	37 -59	63,6 -59,5
27	Златоуст	0,095	20 -20	47,7 -18,8	25,4 -30	51,9 -29,7	38 -46	63,2 -46,1
28	Иваново	0,099	22,2 -16	49,8 -14,2	27 -28	52,8 -27,6	38 -46	80,8 -46,1
29	Иркутск	0,095	22,7 -25	50,2 -24,3	26,9 -38	53,6 -38,1	36 -50	70,8 -50,2
30	Казань	0,099	22,8 -18	51,1 -16,3	27,3 -30	54,8 -29,7	38 -47	72 -47,3
31	Калининград	0,101	20,6 _y	48,6 -2,9	24,1 -18	52,8 -16J_	36 -33	61,1 -33,1
32	Калуга	0,099	22,4 -14	50,2 -11,7	26,3 -26	53,6 -25,5	38 -46	62,4 -46,1

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
33	Камышин	0,101	26,6 -15	54 -13	31 -26	57,4 -25?5	42 -37	67,8 -36,8
34	Кемерово	0,099	21,8	50,2	27,3	53,2	38	73,7

			-25	-24,3	-39,9	-38,9	-55	-55,3
35	Керчь	0,101	26 -4	60,7 -1,3	30,3 -15	62,8 -13	37 -26	71,2 -25,5
36	Комсомольск-на-Амуре	0,101	22,8 -27	52,3 -26,8	27 -34	59,5 -33,9	39 -50	82,5 -50,2
37	Кострома	0,099	21,1 -16	49,8 -14,2	25,8 -30	53,6 -29,7	37 -46	61,5 -46,1
38	Котлас	0,099	20,8 -19	46,9 -17,6	23,1 -33	51,1 -33,1	37 -51	76,2 -51,1
39	Краснодар	0,097	28,6 -5	59,5 0	30,8 -19	63,6 -17,6	42 -36	84,6 -36
40	Красноярск	0,097	22,5 -22	49,4 -20,9	25,9 -40	51,9 -40,2	38 -53	66,6 -53,2
41	Курск	0,097	22,9 -14	51 -11,7	27,8 -24	53,6 -23	37 -38	69,9 -38,1
42	Липецк	0,099	24,4 -15	50,2 -13	28,7 -26	54,8 -25,5	39 -38	63,6 -38,1
43	Нижний Новгород	0,099	21,2 -16	51,1 -14,2	26,8 -30	54,9 -29,7	37 -41	70,3 -41
.44	Магнитогорск	0,097	22,8 -22	49,4 -20,9	27,4 -34	52,3 -33,9	39 -46	68,7 -46,1
45	Махачкала	0,101	26,9 -2	63,6 -4?2	31,6 -14	67 -11,7	37 -26	89,2 -25,5
46	Москва	0,099	22,3 -14	49,4 -11,7	28,5 -25	54 -24,3	38 -40	69,9 -40,2
47	Мурманск	0,101	16,5 -18	41,4 -16,3	22 -28	42,7 -27,6	33 -38	53,6 -38,1
48	Минусинск	0,097	24 -27	51,1 -26,8	28,2 -42	54,4 -42,3	39 -53	62,8 -53,2
49	Новгород	0,101	20,8 -12	48,6 -9,2	24,5 -27	52,8 -26,8	34 -45	76,6 -45,2
50	Новокузнецк	0,099	24,1 -23	51,1 -22,2	27,5 -38	54,4 -38,1	38 -52	64,9 -52,3
51	Новороссийск	0,101	26,7 -2	60,3 -3,8	30,1 -13	65,7 -10,5	39 -24	72 -23

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
52	Новосибирск	0,099	22,7 -24	50,2 -23	26,4 -39	54,8 -38,9	38 -50	78,7 -50,2

53	Омск	0,099	22,4 -23	49,4 -22,2	27,7 -37	53,6 -36,8	40 -49	64,1 -49,4
54	Орел	0,099	23,1 -13	49,8 -10,5	27,7 -25	53,6 -24,3	38 -39	75,8 -38,9
55	Оренбург	0,099	26,9 -20	51,9 -18,8	31,4 -29	54,4 -28,5	42 -42	74,5 -42,3
56	Охотск	0,101	17,2 -26	40,2 -25,5	18,4 -31	41,4 -30,6	32 -45	54,0 -45,2
57	Пенза	0,099	23,8 -17	51,1 -15,5	28,4 -27	54 -26,8	38 -43	67,4 -43,1
58	Пермь	0,099	21,8 -20	50,2 -18,9	26,3 -34	53,2 -33,9	37 -45	72 -45,2
59	Петрозаводск	0,101	18,8 -14	46,1 -11,7	23,1 -29	50,2 -28,5	35 -40	63,6 -40,2
60	Псков	0,101	20,6 -11	48,1 -8	25,6 -26	51,9 -25,5	36 -41	69,5 -41
61	Пятигорск	0,099	26,3 -8	61,5 -4,2	30,6 -18	63,6 -16,3	41 -33	70,3 -33,1
62	Рязань	0,099	22,8 -16	49,8 -14,2	27,3 -27	53,6 -26,8	38 -41	73,7 -41
63	Салехард	0,101	17,4 -29	39,8 -28,5	22 -41	44,8 -41	31 -54	57,4 -54,4
64	Самара	0,099	24,3 -18	52,8 -16,3	29,7 -27	55,3 -26,8	39 -43	67 -43,2
65	Санкт-Петербург	0,101	20,6 -11	48,1 -8	24,8 -25	51,5 -24,3	33 -36	67 -36
66	Саранск	0,099	23,5 -17	51,1 -15,5	27,7 -28	54,4 -27,6	38 -44	67 -44,4
67	Саратов	0,099	25,4 -16	53,6 -14,2	30,5 -25	56,5 -24,3	40 -41	68,2 -41
68	Смоленск	0,099	20,8 -13	49 -10,5	25,3 -26	53,2 -25,5	35 -41	75,4 -41
69	Сочи	0,101	25,9 2	66,2 -9,6	30,2 -3,7	69,5 -2,1	39 -15	74,5 -13
70	Сургут	0,099	19,6 -28	49,4 -27,6	26,2 -40	53,2 -40,2	34 -55	61,5 -55,3

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
71	Тамбов	0,099	24,5	52,3	28,9	54,4	40	71,2

			-15	-13	-27	-26,8	-39	-38,9
72	Томск	0,099	21,7 -25	49 -24,3	25,9 -40	52,8 -40,2	36 -55	64,1 -55,3
73	Тобольск	0,099	21,2 -22	49,8 -20,9	26,4 -36	54,4 -36	38 -46	73,3 -46,1
74	Тула	0,099	22,2 -14	50,2 -11,7	27 -28	53,6 -27,6	38 -42	69,9 -42,3
75	Тюмень	0,099	22,4 -21	51,5 -19,7	28 -35	55,3 -35?2	40 -50	69,9 -50,2
76	Ульяновск	0,099	23,8	51,1 -16,3	28,5 -31	54,4 -30,6	40 -48	75,8 -48,1
77	Уральск	0,101	28,1 -18	53,6 -16,3	32,8 -30	56,9 -29,7	42 -43	64,9 -43,1
78	Хабаровск	0,099	24,1 -23	60,7 -22,2	28,4 -32	65 -31,8	40 -43	81,2 -43,1
79	Чебоксары	0,099	22,9 -18	51,1 -16,3	27 -32	54,4 -31,8	38 -44	69,9 -44,4
80	Челябинск	0,099	22,8 -20	48,1 -18,8	27,3 -29	52,3 -28,5	39 -45	75,8 -45,2
81	Чита	0,093	24 -30	49,4 -29,7	25,2 -38	53,2 -38,1	41 -49	69,9 -49,4
82	Якутск	0,099	23 -45	48,1 -45,2	28,6 -55	52,3 -55,3	38 -64	61,1 -64,5
83	Ялта	0,101	26,3 1	61,1 8	30,5 -6	64,5 -2,5	39 -15	71,2 -13
84	Ярославль	0,099	21,6 -16	49,8 -14,2	25,8 -31	52,8 -30,6	36 -46	71,2 -46,1
85	Ямск	0,101	15,9 -23	39,8 -22,2	18,4 -35	41,1 -35,2	29 -51	46,1 -51,1

Таблица 2. Технические характеристики секционных вентиляторных градирен "Союзводоканалпроекта"

Площадь поперечного сечения секции f_c,м^2	Размер одной секции в плане $A \times B$ м × м	Высота секции H, м	Число секций в градирне	Тип оросителя	Плотность орошения g л/(м^2·с)	Тип вентилятора
2 2	1,41×1,41 1,41×1,41	-	2÷6 2÷6	Пленочный Капельный	2,2÷4,4 1,7÷2,2	-
8 8	2,83×2,83 2,83×2,83	-	2,3,5 2,3,5	Пленочный Капельный	2,2÷4,4 1,7÷2,2	-

16 16 16	4×4 4×4 4×4	10,01 10,01 10,01	2÷6 2÷6 2÷6	Пленочный Капельный Брызгальный	2,2÷4,4 1,7÷2,2 1,4÷1,7	1ВГ-25 1ВГ-25 1ВГ-25
64 64 64	8×8 8×8 8×8	12,74 12,74 12,74	2÷5 2÷5 2÷5	Пленочный Капельный Брызгальный	2,2÷4,4 1,7÷2,2 1,4÷1,7	1ВГ-50 - " - - " -
144 192 192	12×12 12×12 12×12	16,65 17,15 17,15	2,3 2,3 2,3	Пленочный Капельный Брызгальный	2,2÷4,4 1,7÷2,2 1,4÷1,7	1ВГ-70 - " - - " -

Таблица 3. Техническая характеристика вентиляторных градирен с подвижной насадкой (шары из вспененного полипропилена с диаметром 36 ÷ 40 мм, $\rho_ш$ = 250 ÷ 370 кг/м^3)

Марка	Расходы воды $G_ж$, кг/с (т/ч)	Расходы воздуха $V_в$, м^3/с	Теплосъем Q, кВт	Подохлаждение Δt_w, °С	Размеры в плане $A \times B$, м	Высота H, м	Потребляемая мощность N, кВт	Масса градирни с вентилятором, т	Количество форсунок, шт.
ГПН-2	0,56 (2)	0,55	16,3	7	0,37×0,37	2,0	0,43	0,192	1
ГПН-4	1,11(4)	1,0	32,5	7	0,5×0,5	2,0	0,77	0,283	1
ГПН-8	2,22(8)	1,79	65,0	7	0,65×0,65	2,0	1,5	0,313	2
ГПН-15	4,17(15)	3,36	122,0	7	0,9×0,9	2,5	2,4	0,647	4
ГПН-25	6,24(25)	5,78	203,0	7	1,2×1,2	3,0	4,3	1,356	6
ГПН-50	13,89(50)	10,25	407,0	7	1,6×1,6	4,0	7,6	1,852	12

Таблица 4. Технические характеристики стальных труб условным диаметром 15÷1400 мм

Диаметр трубопровода, мм		Толщина стенки трубы δ, мм	Площадь поперечного сечения в свету f, м^2	Площадь поверхности 1 м длины трубопровода F, м^2	Масса 1 м трубы, кг/м
условный $D_у$	наружный $D_н$				
1	2	3	4	5	6
15	18	2,0	0,00015	0,05	0,8
20	25	2,0	0,00035	0,08	1,1
25	32	2,5	0,00057	010	1,8
32	38	2,5	0,00085	0,12	2,1
40	45	2,5	0,0013	0,14	2,6
50	57	3,0	0,0020	0,18	4,0
70	76	3,0	0,0039	0,24	5,4
80	89	3,5	0,0053	0,28	7,3
80	89	3,0	0,0055	0,28	6,4
100	108	4,0	0,0079	0,34	10,2
100	108	3,5	0,0080	0,34	9,0
125	133	4,0	0,0123	0,42	12,8
125	133	3,5	0,0124	0,42	11,2
150	159	4,5	0,0177	0,50	17,1
175	194	5,0	0,0270	0,61	23,2
200	219	6,0	0,0330	0,69	31,6
200	219	5,0	0,0340	0,69	26,3
250	273	7,0	0,0530	0,86	46,6
300	325	8,0	0,0750	1,02	62,6
300	325	7,0	0,0760	1,02	54,9
350	377	9,0	0,1010	1,18	81,6
400	426	6,0	0,1350	1,34	62,2
400	426	7,0	0,1330	1,34	72,3
450	480	6,0	0,1720	1,51	70,2

Продолжение табл. 4

1	2	3	4	5	6
450	480	7,0	0,1710	1,51	81,6
450	480	8,0	0,1690	1,51	93,1

500	530	6,0	0,2100	1,66	77,5
500	530	7,0	0,2090	1,66	90,3
500	530	8,0	0,207	1,66	103,0
500	530	9,0	0,206	1,66	115,7
600	630	6,0	0,300	1,97	92,3
600	630	7,0	0,298	1,97	107,5
600	630	8,0	0,296	1,97	122,7
600	630	9,0	0,295	1,97	137,8
600	630	10,0	0,292	1,97	152,9
600	630	11,0	0,290	1,97	167,9
700	720	7,0	0,391	2,18	123,1
700	720	8,0	0,389	2,18	140,5
700	720	9,0	0,387	2,18	157,8
700	720	10,0	0,385	2,18	175,1
700	720	11,0	0,382	2,18	192,3
700	720	12,0	0,380	2,18	209,5
800	820	7,0	0,509	2,48	140,3
800	820	8,0	0,507	2,48	160,1
800	820	9,0	0,505	2,48	180,0
800	820	10,0	0,502	2,48	199,8
800	820	11,0	0,500	2,48	219,5
800	820	12,0	0,497	2,48	239,1
800	820	14,0	0,492	2,48	278,3
900	920	8,0	0,642	2,8	179,9
900	920	9,0	0,639	2,8	202,2
900	920	10,0	0,636	2,8	224,4
900	920	11,0	0,633	2,8	246,6
900	920	12,0	0,630	2,8	268,7
900	920	14,0	0,625	2,8	312,8

Продолжение табл. 4

1	2	3	4	5	6
1000	1020	9,0	0,788	3,17	224,4
1000	1020	10,0	0,785	3,17	244,8
1000	1020	11,0	0,782	3,17	273,7
1000	1020	12,0	0,779	3,17	298,4

1000	1020	14,0	0,772	3,17	347,3
1000	1120	12,0	0,944	3,50	329,5
1200	1220	10,0	1,130	3,83	298,4
1200	1220	11,0	1,127	3,83	328,0
1200	1220	12,0	1,123	3,83	357,5
1200	1220	14,0	1,115	3,83	416,4
1400	1420	12,0	1,530	4,47	416,7
1400	1420	14,0	1,520	4,47	485,4
1400	1420	16,0	1,510	4,47	554,0

Таблица 5. Технические данные водогазопроводных (газовых) стальных труб по ГОСТ 3262-75

Диаметр труб, мм		Вид труб			
		Обыкновенные		Усиленные	
условный $D_у$	наружный $D_н$	Толщина стенки, мм	Масса 1 м трубы, кг	Толщина стенки, мм	Масса 1 м трубы, кг
15	21,3	2,8	1,25	3,2	1,44
20	26,8	2,8	1,63	3,2	1,9
25	33,5	3,2	2,42	4,0	2,9
32	42,3	3,2	3,13	4,0	3,8
40	48,0	3,5	3,84	4,0	4,3
50	60,0	3,5	4,88	4,5	6,2
70	75,5	3,75	6,64	4,5	7,9
80	88,5	4,0	8,34	4,5	9,3
100	114,0	4,5	12,2	5,0	13,4
125	140,0	4,5	15,1	5,5	18,2

Таблица 6. Эквивалентные длины местных сопротивлений $l_{экв}$ (в метрах) при $K_э$ = 0,5 мм

Условный диаметр, мм	Наружный диаметр, мм	Типы и эскизы местных сопротивлений						
		Тройник* ↑ ← ⊥ ←	Тройник* ↓ → ⊥ →	Тройник ↓ ← ⊥ →	Тройник ↑ → ⊥ ←	Задвижка	Обратный клапан	Отводы гнутые гладкие на 90 °, $R_п = 2D$
50	57	1,3/1,96	1,96/2,62	2,62	3,93	0,65	1,7	0,65
70	75,5	2/3	3/4	4	6	1	2,8	1,0

70	76	2/3	3/4	4	6	1	2,8	
80	88,5	2,5/3,78	3,78/5	5	7,5	1,25	3,5	1,28
80	89	2,55/3,82	3,82/5,1	5,1	7,65	1,28	3,6	
100	108	3,3/4,95	4,9/6,6	6,6	9,8	1,65	4,95	1,65
100	114	3,54/5,3	5,3/7,1	7,1	10,5	1,77	5,3	
125	133	4,4/6,6	6,6/8,8	8,8	13,2	2,2	7	2,2
125	140	4,7/7,05	7,1/9,4	9,4	14,1	1,88	7,52	
150	159	5,6/8,4	8,4/11,2	11,2	16,8	2,24	9,52	2,8
150	165	5,94/8,9	8,9/11,9	11,9	17,8	2,38	10,1	
175	194	7,24/10/9	10,9/14,5	14,5	21,7	2,9	13,0	3,62
200	219	8,4/12,2	12,6/16,8	16,8	25,2	2,36	16,0	4,2
250	279	11,1/16,7	16,7/22,2	22,2	33,3	3,33	22,2	5,55
300	325	13,9/20,8	20,8/27,8	27,8	41,7	4,17	29,2	6,95
350	377	16,8/25,2	25,2/33,6	33,6	50,4	4,3	33,9	8,4
400	426	20/30	30/40	40	60	4,5	46	10
450	478	23,3/35	35/46,6	46,6	69,9	4,7	56	11,7
500	529	26,3/39,4	39,4/52,5	52,5	78,7	5,3	66	13,1
600	630	33,1/49,6	49,6/66,2	66,2	99,1	5,7	89,5	16,5
700	720	38,8/58,2	58,2/77,6	77,6	116	6	112	19,4
800	820	45,7/68,6	68,6/91,5	91,5	137	6,4	133	22,8
900	920	52,6/78,8	78,8/105	105	158	6,8	158	26,3
1000	1020	60,2/90,2	90,2/120	120	181	7,1	180	30,1
1200	1220	75,2/113	113/150	150	226	7,5	226	37,6
1400	1420	90,2/135,6	135,6/180	180	271	9	271,2	45,12

Таблица 7. Среднее значение коэффициента местного сопротивления $\zeta_{м.с}$

№ п/п	Вид местного сопротивления	$\zeta_{м.с}$
1	Вход в трубу без закругления входных кромок	0,5
2	То же, но при хорошо закругленных кромках	0,1
3	Выход из трубы в сосуд больших размеров	1,0
4	Резкий поворот трубы без переходного закругления при угле поворота ≈ 9°	1,25 ÷ 1,5
5	Колено на трубе с углом поворота 90° и $R_п = 2D$	0,5
6	То же при $R_п = (3 \div 7)\cdot D$	0,3
7	Задвижка при среднем открытии	2,0
8	Задвижка открытая	0,1

9	Кран	5÷7
10	Вентиль с вертикальным шпинделем	4,1
11	Вход в коробку с обратным клапаном	5 ÷ 10

Таблица 8. Свойства влажного воздуха $P_а$ = 100 кПа = 750 мм рт.ст.)

Температура t,°С	Парциальное давление водяного пара $P_п$, Па	Влагосодержание d, г/кг	Теплоемкость C_p, кДж/(кг·К)	Плотность ρ, кг/м^3
1	2	3	4	5
-34	24,665	0,1535	1,0063	1,458
-33	27,331	0,1700	1,0063	1,452
-32	30,264	0,1883	1,0064	1,446
-31	33,597	0,2090	1,0064	1,440
-30	37,330	0,2323	1,0064	1,434
-29	41,463	0,2580	1,0065	1,428
-28	45,996	0,2862	1,0065	1,422
-27	51,062	0,3178	1,0066	1,416
-26	56,395	0,3510	1,0067	1,410
-25	62,795	0,3908	1,0067	1,405

Продолжение табл. 8

1	2	3	4	5
-24	69,461	0,4324	1,0068	1,399
-23	76,794	0,4780	1,0069	1,393
-22	84,793	0,5279	1,0069	1,383
-21	93,459	0,5818	1,0071	1,382
-20	102,925	0,6408	1,0072	1,377
-19	113,324	0,7057	1,0073	1,371
-18	124,656	0,7763	1,0075	1,366
-17	136,922	0,8528	1,0076	1,360
-16	150,387	0,9368	1,0078	1,355
-15	165,053	1,0280	1,0079	1,350
-14	180,918	1,127	1,0081	1,344
-13	198,117	1,235	1,0083	1,339
-12	216,915	1,352	1,0085	1,334
-11	237,313	1,480	1,0088	1,329

-10	259,445	1,618	1,0090	1,324
-9	283,309	1,767	1,0093	1,318
-8	309,440	1,931	1,0096	1,313
_7	337,571	2,107	1,0099	1,308
-6	368,102	2,298	1,0103	1,303
-5	401,033	2,504	1,0107	1,298
-4	436,763	2,729	1,0111	1,293
-3	475,426	2,971	1,0116	1,288
-2	517,156	3,233	1,0120	1,283
-1	562,086	3,516	1,0126	1,278
0	610,800	3,823	1,0131	1,273
1	656,6	4,111	1,0137	1,268
2	705,4	4,419	1,0143	1,264
3	757,5	4,748	1,0149	1,259
4	812,9	5,098	1,0155	1,254
5	871,8	5,470	1,0162	1,249

Продолжение табл. 8

1	2	3	4	5
6	934,6	5,868	1,0170	1,244
7	1001,2	6,290	1,0178	1,240
8	1072,1	6,741	1,0186	1,235
9	1147,3	7,219	1,0195	1,230
10	1227,1	7,727	1,0205	1,225
11	1311,8	8,268	1,0215	1,221
12	1401,5	8,841	1,0225	1,216
13	1469,7	9,451	1,0237	1,211
14	1597,4	10,097	1,0249	1,207
15	1704,1	10,783	1,0268	1,202
16	1817,0	11,511	1,0275	1,197
17	1936,4	12,282	1,0290	1,193
18	2062,6	13,100	1,0305	1,188
19	2196,0	13,966	1,0322	1,183
20	2336,8	14,883	1,0339	1,179
21	2485,5	15,854	1,0357	1,174
22	2642,4	16,882	1,0379	1,169

23	2807,9	17,970	1,0398	1,165
24	2982,4	19,121	1,0416	1,160
25	3166,3	20,338	1,0435	1,155
26	3360,0	21,626	1,0472	1,150
27	3563,9	22,987	1,0491	1,146
28	3778,5	24,425	1,0510	1,141
29	4004,3	25,948	1,0548	1,136
30	4241,7	27,552	1,0586	1,131
31	4491,3	29,250	1,0604	1,127
32	4753,6	31,043	1,0642	1,122
33	5029,0	32,937	1,0680	1,117
34	5318,2	34,937	1,0718	1,113
35	5621,7	37,050	1,0755	1,107

Продолжение табл. 8

1	2	3	4	5
36	5940,1	39,281	1,0792	1,102
37	6274,0	41,637	1,0849	1,097
38	6624,0	44,124	1,0883	1,092
39	6990,7	46,750	1,0937	1,087
40	7374,9	49,524	1,0999	1,082
41	7777,2	52,454	1,1036	1,077
42	8198,3	55,547	1,1111	1,072
43	8639,0	58,816	1,1167	1,066
44	9099,8	62,267	1,1224	1,061
45	9581,7	65,914	1,1299	1,056
46	10085	69,768	1,1374	1,050
47	10612	73,843	1,1449	1,045
48	11161	78,143	1,1524	1,039
49	11735	82,696	1,1617	1,034
50	12335	87,519	1,1711	1,028
51	12960	92,614	1,1804	1,023
52	13612	98,007	1,1899	1,017
53	14292	103,720	1,2011	1,011
54	15001	109,773	1,2123	1,005
55	15740	116,191	1,3245	0,999

56 16510 122,999 1,2366 0,993

57 17312 130,225 1,2497 0,987

58 18146 137,890 1,2647 0,980

59 19015 146,043 1,2797 0,974

60 19919 154,714 1,2966 0,967

Таблица 9. Теплофизические свойства сухого воздуха при P = 760 мм рт. ст.

Температура t, °С	Плотность ρ, кг/м^3	Теплоемкость C_p, кДж/(кг·К)	Теплопроводность $\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	Температуропроводность $a \cdot 10^6$, м ^{2}/с	Коэффициент динамической вязкости $\mu \cdot 10^6$, Па·с	Коэффициент кинематической вязкости ν105, м^2/с	Число Прандтля Pr
1	2	3	4	5	6	7	8
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	1179	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	Ц205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684

Таблица 10. Центробежные турбокомпрессорные установки для промышленных систем воздухоснабжения

Марка компрессора	Производительность $V_к$, м^3/мин	Давления		Число ступеней по секциям	Мощность электродвигателя $N_{эд}$, кВт	Частота вращения ротора n, об/мин
		Всасывания $P_{вс}$, МПа	Нагнетания $P_к$, МПа			
К-250-61-5	255	0,0981	0,882	2+2+2	1600	10935
К-345-92-1	355	0,101	1,37	(2+2+2)+3	3200	8600
К-350-62-1	370	0,097	0,736	2+2+2	2500	8615

К-500-61-2	510	0,097	0,736	2+2+2	3500	7455
К-500-61-1	525	0,0981	0,882	2+2+2	3150	7625
К-905-61-1	915	0,095	0,736	2+2+2	6300	5690
К-1290-121-1	1210	0,0922	3,53	(3+3)+(2+4)	12500	3300/9240
К-1500-62-2	1480	0,091	0,731	2+2+2	10000	4470
К-3250-42-1	2370	0,0981	0,441	2+2	11600	3280
К-3250-41-2	3150	0,0981	0,441	2+2	12800	3370
К-3000-61-1	3200	0,095	0,647	(2+2)+2	19000	3280
К-5500-42-1	4130	0,0981	0,51	2+2	19000	3380
К-5500-42-1	4350	0,0981	0,51	2+2	20500	3440
ЦК-135/8М1	135	0,1	0,78	2+2+2	1000	13535
43 ВЦ-160/9	160	0,098	0,88	1+1+1+1	1000	25086
32 ВЦ-100/9	100	0,098	0,88	1+1+1+1	630	30751
21 ВЦ-63/9	63	0,098	0,88	1+1+1+1	-	-
ЦК- 100/6,5	100	0,098	0,65	1+1+1+1	565	-
3 ЦКК-160/6	160	0,1	0,59	1+1+1+1	1000	15436

Таблица 11. Стационарные поршневые воздушные компрессоры низкого давления

Марка компрессора	Производительность $V_к$, м^3/мин	Давление всасывания $P_{вс}$, МПа	Давление нагнетания $P_к$, МПа	Мощность электродвигателя $N_{эд}$, кВт	Обороты коленчатого вала n, об/мин
ВУ-6/4	5,6	0,1	0,45	30	975
202ВП-12/3	12	0,1	0,45	75	750
305ВП-40/3	40	0,1	0,45	200	500
ВУ-0,6/8	0,6	0,1	0,9	5,5	970
2ВУ1-2,5/13М8	2,2	0,1	0,9	18,5	1460
4ВУ1-5/9М2	5	0,1	0,9	40	735

ВП-10/9	11	0,1	0,9	75	750
ВПЗ-20/9	22	0,1	0,9	125	500
2ВМ4-24/9	24	0,1	0,9	160	740
305ВП-30/8	30	0,1	0,9	125	500
3С5ВП-30/8	30	0,1	0,9	200	500
2ВМ10-50/8	50	0,1	0,9	315	500
2ВМ10-63/9	62	0,1	0,9	400	600
4ВМ10-100/9	100	0,1	0,9	630	500
4ВМ10-110/9	110	0,1	0,9	630	500
4ВМ10-120/9	124	0,1	0,9	800	600
2ВУ1-2,5/13М4	2,5	0,1	1,3	22	1460
505ВП-20/18	20	0,1	1,9	200	500
2ВТ-1,25/26М1	1,25	0,1	2,6	17	725
ЭКП-210/25М	3,5	0,1	2,6	55	980
ЭКП-280/25М	4,66	0,1	2,6	65	975
302ВП-6/35	6	0,1	3,6	75	750

Таблица 12. Воздушные винтовые компрессорные установки

Агрегаты, марка, тип охлаждения	Производительность $V_К$, м^3/мин	Давление всасывания $P_{вс}$, МПа	Давление нагнетания $P_К$, МПа	Мощность электродвигателя $N_{эд}$, кВт	Габариты установки, мм
АО «Казанькомпрессормаш»					
ВВ-3,5/9 УХЛ4 воздушное	3,6	0,1033	0,9	37	1850×900×1115
ВВ-4/7 УХЛ4 воздушное	4,3	0,1033	0,7	37	1850×900×1115
ВВ-4/9 УХЛ4 воздушное	4,2	0,103	0,9	45	1850×900×1115
ВВ-5/7 УХЛ4 воздушное	4,9	0,103	0,7	45	1850×900×1115
6ВВ-25/9 воздушное	26	0,103	0,9	200	3300×1125×2000
6ВВ-32/7 воздушное У2, Т2 водяное УХЛ 4	30,5	0,103	0,7	200	3300×1125×2000
ВВ-32/5,5; ВВ-32/5,5 М1 По заказу	32,5	0,103	0,55	200	2830×1820×1800
7ВКМ-50/8 воздушное У2 водяное УХЛ 4	52	0,1033	0,8	400	5680×2535×2085
АО «Пензкомпрессормаш»					
НВЭ-6/8 воздушное	6,0	0,1	0,9	55	2000×1300×1800
ВВ-6/7 водяное	6,0	0,1	0,7	45	1830×1300×1490
ВВ-6/9 водяное	6,0	0,1	0,9	55	1830×1300×1490
6ВВ-9/9 водяное	9,0	0,1	0,9	75	2540×1390×1715
6ВВ-9/9 М1 воздушное	9,0	0,1	0,9	75	2440×1550×1700
6ВВ-20/9 водяное	20	0,1	0,85	160	3200×1600×2040
6ВВ-20/9 М1 воздушное	20	0,1	0,85	160	3100×1750×2060
1ВВ-30/9 воздушное	30	0,1	0,9	200	3500×1650×2100
1ВВ-40/9В водяное	40	0,1	0,9	315	4100×1700×2240

Таблица 13. Холодильные машины с поршневым компрессором и с водяным охлаждением конденсаторов, работающие на R22

Машина	Диапазон работы по температуре		Расчетные условия работы (условия определения)			Электрическая мощность $N_{эд}$, кВт
	Хладоносителя t_{s2}, °С	Охлаждающей воды t_{w1}, °С	Температура хладоносителя t_{s2}, °С	Температура воды t_{w1}, °С	Холодопроизводительность Q_0, кВт	
1	2	3	4	5	6	7
МКТ14-2-0	-20+10	1÷30	6	25	24,5	8,3
МКТ20-2-0	-20÷+10	1÷30	6	25	42,4	14,6
МКТ28-2-0	-20÷+20	1÷30	6	25	55,9	18,0
ХМ-АВ$_1$22/11	-35÷+10	1÷30	-10	25	18,6	5,6
ХМ-АВ$_1$22/l	-35÷+10	1÷30	-10	25	26,2	8,3
ХМ-АУ$_1$45/11	-35÷+10	1÷30	-10	25	36,1	11,1
ХМ-АУ$_1$45/1	-35÷+10	1÷30	-10	25	52,3	16,5
ХМ-АУУ$_1$90/11	-35÷+10	1÷30	-10	25	72,0	22,4
ХМ-АУУ$_1$90/1	-35÷+10	1÷30	-10	25	105,0	33,0
ФМ22	-35÷+12	1÷30	-10	25	47,0	11,5
ФМ45	-35÷+12	1÷30	-10	25	94,3	23,0
ФМ90	-35÷+12	1÷30	-10	25	188,0	46,0
ХМВ80	+2÷+12	1÷28	6	25	96,0	21,9
МКТ40-2-0	-10÷+12	1÷25	6	25	96,5	19,8
МКТ40-2-1	-10÷+12	1÷25	6	25	69,5	19,8
МКТ40-2-2	-30÷-10	1÷25	-10	25	36,6	15,6
МКТ60-2-0	-10÷+12	1÷25	6	25	104,5	29,7

МКТ60-2-1	-10÷+12	1÷25	6	25	104,5	29,7
МКТ60-2-2	-30÷-10	1÷25	-10	25	55,6	23,5
МКТ80-2-0	-10÷+12	1÷25	6	25	139,5	39,6
МКТ80-2-2	-30÷-10	1÷25	-10	25	73,0	31,0

Продолжение табл. 13

1	2	3	4	5	6	7
ХМ-22ФВ100	-37÷-17	1÷30	-35	20	23,2	23,2
ХМ-22ФУ200	-13÷+13	1÷33	6	25	419	103
ХМ-22ФУУ400/2	-13÷+13	1÷33	6	25	825	207
ХМ-22ФУУ400/2	-36÷-12	1÷30	-15	25	314	130
МКТ1 10-2-0	-9÷+10	1÷30	6	26	215	487,5
МКТ1 10-2-2	-34÷-9	1÷30	10	25	97	40,5
МКТ220-2-0	-9÷+10	1÷30	6	25	430	97,0
МКТ220-2-2	-34÷-9	1÷30	-10	25	194	81,0

Таблица 14. Холодильные компрессорно-конденсаторные агрегаты с водяным охлаждением конденсаторов, работающие на R22

Агрегат	Диапазон работы по температуре		Расчетные условия работы (условия определения)			Электрическая мощность $N_{эд}$, кВт
	Кипения хладоагента t_0, °С	Охлаждающей воды t_{w1} °С	Температура кипения t_0, °С	Температура воды t_{w1}, °С	Холодопроизводительность Q_0, кВт	
1	2	3	4	5	6	7
АК-АВ$_1$22/11	-40÷+5	1÷30	-15	25	18,6	5,6
АК-АВ$_1$22/l	-40÷+5	1÷30	-15	25	26,2	8,3
АК-АУ$_1$45/11	-40÷+5	1÷30	-15	25	36,1	11,1
АК-АУ$_1$45/1	-40÷+5	1÷30	-15	25	52,3	16,5

АК-АУУ$_1$90/11	-40÷+5	1÷30	-15	25	72	22,4
АК-АУУ$_1$90/1	-40÷+5	1÷30	-15	25	105	33
ФК22	-40÷+5	1÷25	-15	25	28	9
ФК45	-40÷+5	1÷25	-15	25	55,7	18
ФК90	-40÷+5	1÷25	-15	25	112,0	36
АК40-2-0	-15÷-5	1÷25	5	25	84,1	20,9
АК40-2-2	-40÷-10	1÷25	-15	25	37,0	7,7
АК60-2-0	-15÷+5	1÷25	5	25	126,5	31,35
АК60-2-2	-40÷-10	1÷25	-15	25	55,5	11,55

Продолжение табл. 14

1	2	3	4	5	6	7
АК80-2-0	-15÷+5	1÷25	5	25	168,2	41,8
АК80-2-2	-40÷10	1÷25	-15	25	74,0	15,4
АК110-2-2	-40÷15	1÷30	-15	25	99,0	43,0
АК220-2-2	-40÷15	1÷30	-15	25	198,0	86,0

Таблица 15, Холодильные компрессорно-конденсаторные агрегаты с водяным охлаждением конденсаторов, работающие на R12 (R134a)

Агрегат	Диапазон работы по температуре		Расчетные условия работы (условия определения)			Электрическая мощность $N_{эд}$, кВт
	Кипения хладоагента t_0, °С	Охлаждающей воды t_{w1}, °С	Температура кипения t_0, °С	Температура воды t_{w1}, °С	Холодопроизводительность Q_0, кВт	
АК1-4	-5÷-25	1÷30	-15	25	5,0	2,6
АК-ФМ4М	-5÷-25	1÷30	-15	25	5,35	2,3
АК1-6М	-5÷-25	1÷30	-15	25	6,98	3,0
АКФВ6	+5÷-21	13÷0	-15	25	7,21	3,5
АК1-9	-5÷-25	1÷30	-15	25	10,47	4,3
АК-ФУ8	0÷-25	1÷30	-15	25	10,93	9,4
АК4,5-1-2	-5÷-25	1÷30	-15	25	4,89	2,3
АК6-1-2	-5÷-30	1÷30	-15	25	6,98	3,2
АК-ВФ-4Х	-5÷-30	1÷30	-15	22	6,98	2,2
АК-	-5÷-30	1÷30	-15	22	39,5	7,2

ФВ20/11						
АК-ФВ20/1	-5÷-30	1÷30	-15	22	49,4	12,0
АК-ФУ40/11Б	-5÷-30	1÷30	-15	22	77,9	16,2
АК-ФУ40/1Б	-5÷-30	1÷30	-15	22	98,8	26,6
АК-ФУ40/1РЭ	-5÷-30	1÷30	-15	22	106,8	28,6
АК-ФУУ80/11А	-5÷-30	1÷30	-15	22	155,8	32,4
АК-ФУУ80/1Б	-5÷-30	1÷30	-15	22	197,7	53,2
АК-ФУУ80/1РЭ	-5÷-30	1÷30	-15	22	211,6	57,2

Таблица 16. Аммиачные компрессорно-конденсаторные агрегаты с водяным охлаждением конденсаторов

Агрегат	Диапазон работы по температуре		Расчетные условия работы (условия определения)			Электрическая мощность $N_{эд}$, кВт
	кипения хладоагента t_0, °С	охлаждающей воды t_{w1} °С	Температура кипения t_0, °С	Температура воды t_{w1}, °С	Холодопроизводительность Q_0, кВт	
АК-АВ22/А2	0÷-30	1÷30	-15	22	22,1	6,3
АК-АВ22/А1	0÷-30	1÷30	-15	22	30,8	9,8
АК-АУ45/А2	0÷-30	1÷30	-15	22	44,2	12,6
АК-АУ45/А2	0÷-30	1÷30	-15	22	61,6	19,6
АК-АУУ90/А2	0÷-30	1÷30	-15	22	88,4	25,2
АК-АУУ90/А1	0÷-30	1÷30	-15	22	123,2	39,2
АК40-7-2	-15÷-30	1÷30	-15	25	49,5	15,8
АК60-7-2	-15÷-30	1÷30	-15	25	65,0	23,7
АК80-7-2	-15÷-30	1÷30	-15	25	87,0	31,6
АК11 0-7-2	-15÷-30	1÷32	-15	20	129,1	44,0
АК220-7-2	-15÷-30	1÷32	-15	20	267,0	87,5

УАН100	-10÷-30	1÷40	-15	20	116,3	44,0
УАН200	-10÷-30	1÷40	-15	20	232,6	86,0

Таблица 17. Аммиачные одноступенчатые холодильные машины с поршневыми компрессорами и с водяным охлаждением конденсаторов

Машина	Диапазон работы по температуре		Расчетные условия работы (условия определения)			Электрическая мощность $N_{эд}$, кВт
	Хладоносителя t_{s2}, °С	Охлаждающей воды t_{w1}, °С	Температура хладоносителя t_{s2}, °С	Температура воды t_{w1}, °С	Холодопроизводительность Q_0, кВт	
ХМ-АВ22/А2	5÷-25	0÷30	-10	28	19,8	7,2
ХМ-АВ22/А1	+5÷-25	0÷30	-10	28	26,7	10,2
ХМ-АУ45/А2	+5÷-25	0÷30	-10	28	39,6	14,4
ХМ-АУ45/А1	+5÷-25	0÷30	-10	28	53,5	20,4
ХМ-АУУ90/А2	+5÷-25	0÷30	-10	28	79,2	28,8
ХМ-АУУ90/А1	+5÷-25	0÷30	-10	28	107,0	40,8
МКТ80-7-2	-10÷-25	0÷30	-10	25	87,0	31,6
МКТ110-7-2	-11÷-26	0÷30	-11	20	128,0	47,5
МКТ220-7-3	-11÷-26	0÷30	-10	25	256,0	95,5
УА100	0÷-17	0÷33	-10	25	112,7	38,5
УА200	0÷-17	0÷33	-10	25	225,0	77,0

Таблица 18. Холодильные машины с центробежным компрессором, работающие на хладоне

Машина	Холодопроизводительность Q_0, кВт	Температура хладоносителя t_{s2}, °С	Температура конденсации $t_к$, °С	Частота вращения ротора n, об/мин	Мощность двигателя $N_{эд}$, кВт
R12(R134a)					

ХТМФ-125-1000	1395,6	+2	40	1500	630
ХТМФ-235М-2000	1709,6	-10	40	10500	800
ХТМФ-248-4000	3198,0	-10	35	7550	1600
ХТМФ-348-4000	2558,0	-20	35	7550	1250
10ТХМВ-2000-2Т	2480	+7	40	9254	800
10ТХМВ-2000-2	2410	+7	30	7831	1250
10ТХМВ-4000-2Т	5340	+7	40	6529	2000
10ТХМВ-4000-2	4760	+7	30	5561	1250
20ТХМВ-2000-2	1900	-5	30	9254	800
20ТХМВ-4000-2	4186	-5	30	6529	1600
20ТХМВ-2000-2Т	1850	-5	40	10302	1250
20ТХМВ-4000-2Т	4050	-5	40	7125	2000
30ТХМВ-2000-2	1511	-15	30	10302	800
30ТХМВ -4000-2	3190	-15	30	7125	1250
20ТХМВ-8000-2	7550	-5	30	7623	2500
R22					
10ТХМВ-8000-2	8800	+7	30	6529	3150
10ТХМВ-8000-2Т	9760	+7	40	7623	3150
20ТХМВ-4000-2	7550	+7	30	7623	2500

МТХМ-2000Р	2320	+7	30	8000	736
МТХМ-1000М	1240	+7	30	11500	400

Таблица 19. Холодильные машины и агрегаты с центробежными компрессорами

Машина	Холодопроизводительность Q_0, кВт	Температура хладоносителя t_0, °С	Температура конденсации $t_к$, °С	Частота вращения ротора n, об/мин	Мощность двигателя $N_{эд}$, кВт
Аммиачные					
АТКА-545-40QO	6395	-23	50	16280	4000
АТКА-545-5000	6400	-17	38	15000	4000
АТКА-445-6000	7900	-8	38	13770	3150
АТКА-445-8000	10400	0	38	13100	3150
АТКА-737-4000	4942	-5	25	5900	55
Пропановые					
1АТКП-235-4000	5400	-5	50	14400	2500
1АТКП-335-2000	2790	-25	50	14400	2500
1АТКП-435-1600	1800	-38	50	14161	2000

Таблица 20. Винтовые холодильные компрессорные агрегаты

Машина	Холодопроизводительность Q_0, кВт	Температура испарения t_0, °С	Температура конденсации $t_к$, °С	Частота вращения ротора n, об/мин	Мощность двигателя $N_{э.дв}$, кВт
1	2	3	4	5	6
Фреоновые(К22)					
ВХ-30-2-7	131±6,5	-50	35	2925	160
ВХ350-2-1	850±42,5	5	35	2960	315
21А630-2-3	513	-4	35	2960	315

Аммиачные (R717)					
5ВХ-350/2,5АС	779,2	0	35	3000	250
21А280-7-1	635	+5	35	2970	160

Продолжение табл. 20

1	2	3	4	5	6
21А280-7-3	300	-15	30	2970	160
21А300-7-3	299	-15	35	3000	160
21А800-7-1	1780	+5	35	3000	315
2А350-7-0	958	+5	35	3000	160
2А350-7-2	423	-15	30	3000	160
2А1400-7-3	1590	-15	30	3000	630
ВХ350-7-0	816 ± 40,8	0	35	2960	250
ВХ350-7-2	444 ± 22	-15	30	2960	250
МКТ130-7-3	130	-15	35	5860	55
31А130-7-3	130	-15	35	5860	50

Таблица 21. Абсорбционные бромистолитиевые холодильные установки НПО "Пензхиммаш"

№ п/п	Характеристика	АБХМ - 500	АБХМ-1000	АБХМ-3000 (АБХМ-2500)	АБХМ-6000 (АБХМ-5000)
1	Холодопроизводительность, кВт	581,5	1105	3020	5800
2	Температура испарения, °С	+7	+7	+7	+7
3	Греющая среда - горячая вода: расход, $м^3$/ч температура, °С	 40 120	 80 120	 180 110	 340 110
4	Греющая среда - пар: давление, МПа расход, т/ч	 - 1,4	 0,165 2,8	 0,13 6,5	 0,15 13
5	Температура охлаждающей воды, °С	26	26	26	26
6	Установленная мощность эл.двигателей насосов, кВт	-	15,5	38,2	86,4
7	Холодильный коэффициент	0,7	0,7	0,7	0,7
8	Энергетический КПД, %	3,25	3,25	3,25	3,25
9	Масса бромистого лития, т	_	4,2	10,0	20,0
10	Масса агрегата, т	15,95	35,2	80,0	130,0

Таблица 22. Установки адсорбционной осушки воздуха

№ п/п	Наименование параметра	Установки			
		УОВ-10	УОВ-20	УОВ-30	УОВ-100
1	Масса адсорбента, кг	350	700	1050	2240
2	Производительность по воздуху, $м^3$/мин	10	20	30	100
3	Расход воздуха для регенерации адсорбента, $м^3$/с	0,03	0,06	0,09	0,25
4	Потребляемая мощность, кВт	9-12	22-24	30-24	87-90
5	Масса установки, кг	1339	1800	2430	8740

Таблица 23. Характеристика адсорбентов, применяемых для осушки воздуха

Адсорбент	Точка росы осушенного воздуха, °С	Остаточное влагосодержание, г/кг	Температура применения, °С	Температура регенерации, °С	Динамическая влагоемкость, %	Насыпная плотность, $кг/м^3$
Силикагель:						
КСМ	-52	0,03	5-35	170-180	25	670-720
КСК	-52	0,03	5-35	170-180	9,5	670-720
Алюмогель	-64	0,005	5-25	250-280	8-12	880-950
Цеолиты:						
CaA	-70	0,003	5-20	200-250	14	685-715
NaA	"	"	"	"	15	"
CaX	и	"	"	"	16	"
NaX	"	"	"	"	16	"

Примечание скорость газа при адсорбционной сушке 0,2 - 0,4 л/(мин·$см^2$).

Таблица 24. Технические характеристики серийных установок осушки сжатого воздуха охлаждением

№ пп	Наименование параметра	Установки	
		ОВМ-15	ОВМ-30
1	Производительность по воздуху, приведенная к нормальным атмосферным условиям, $м^3$/ч	15000	30000
2	Давление осушаемого воздуха, МПа	0,8	0,6 - 0,9
3	Влагосодержание воздуха после осушки, г/кг	0,66	0,88

4	Точка росы осушенного воздуха, °С	+5	+6
5	Температура воздуха на входе в установку, °С, не более	40	40
6	Расход охлажденной воды, $м^3$/ч, не более	30	52
7	Установленная мощность, кВт	55	110

Таблица 25. Технические характеристики центробежных водяных насосов типа К

Марка насоса	Подача, $м^3$/ч	Полный напор, м	Мощность электродвигателя, кВт	Частота вращения, об/мин
1	2	3	4	5
К10/17	6-11-14	20-17-14	1,7	2900
К10/14	5-9-13	16-14-11	1,7	2900
К10/11	4-9-13	12-11-9	1,0	2900
К20/30	10-20-30	34-31-24	4,5	2900
К20/25	10-20-30	28-25-20	2,8	2900
К20/18	10-20-30	22-18-16	2,8	2900
К17/15	10-17-21	16-15-13	1,7	2900
К15/12	10-15-20	13-12-10	1,7	2900
К45/57	30-45-70	62-57-44	14-20	2900
К50/37	30-50-65	45-37-30	10-14	2900
К45/30	30-45-54	34-31-27	7,0	2900
К35/22	25-35-45	24-22-19	4,5	2900
К90/90	65-90-135	98-91-72	55,0	2900
К85/75	65-85-125	82-76-62	40,0	2900
К90/55	70-90-120	59-55-43	28,0	2900
К90/43	70-90-109	48-43-37	20,0	2900

Продолжение табл. 25

1	2	3	4	5
К90/34	65-90-120	37-34-28	14,0	2900
К85/28	60-85-110	31-28-23	14,0	2900
К80/22	60-80-100	25-22-19	7,0	2900
К70/18	50-70-90	20-18-14	7,0	2900
К140/36	110-140-190	36-36-31	28,0	1450
К 140/28	110-140-180	30-28-25	20,0	1450
К 140/22	110-140-180	24-22-18	20,0	1450

К 160/20	110-160-200	22-20-17	14,0	1450
К150/15	95-150-180	17-15-12	10,0	1450
К280/30	220-280-340	32-29-25	40,0	1450
К250/24	200-250-290	26-24-21	28,0	1450
К285/18	220-285-360	20-16-15	20,0	1450
К260/15	200-260-320	17-15-12	20,0	1450

Таблица 26. Технические характеристики центробежных водяных насосов типа Д

Марка насоса	Подача, $м^3/ч$	Полный напор, м	Мощность электродвигателя, кВт	Частота вращения, об/мин
Д200-36	150-180-250	40-38-31	40	1450
Д200-95	126-150-180	94-90-84	55	2950
Д200-95	150-180-200	104-97-95	75	2950
Д320-70	216-300-330	80-70-64	100	2950
Д250-65	216-250-300	64-66-60	75	2950
Д320-50	250-325-360	54-49-46	75	1450
Д500-65	400-500-600	70-65-57	135	1450
Д500-55	380-480-580	58-54-46	115	1450
Д630-90	540-720	94-89	240	1450
Д630-80	540-720	84-76	220	1450
Д800-57	600-780-950	61-57-50	170	1450
Д1250-55	900-1080-1260	60-58-54	225	1450

Таблица 27. Теплофизические свойства раствора хлористого кальция

Концентрация ξ, %	Температура, замерзания $t_з$, °С	Плотность ρ_{15}, $кг/м^3$	Рабочая температура t, °С	Теплоемкость C_p, $\frac{кДж}{кг \cdot К}$	Теплопроводность λ, Вт/(м·К)	Коэффициент динамической вязкости $\mu \cdot 10^3$, Па·с
9,4	-5,2	1080	20	3,642	0,584	1,24
			10	3,634	0,570	1,55
			0	3,626	0,556	2,16
			-5	3,601	0,549	2,55
14,7	-10,2	1130	20	3,362	0,576	1,49
			10	3,349	0,563	1,86

			0	3,328	0,549	2,56
			-5	3,316	0,542	3,04
			-10	3,308	0,534	4,06
18,9	-15,7	1170	20	3,148	0,572	1,80
			10	3,140	0,558	2,24
			0	3,128	0,544	2,99
			-5	3,098	0,537	3,43
			-10	3,086	0,529	4,67
			-15	3,065	0,523	6,15
20,9	-19,2	1190	20	3,077	0,569	2,00
			10	3,056	0,555	2,45
			0	3,044	0,542	3,28
			-5	3,014	0,535	3,82
			-10	3,014	0,527	5,07
			-15	3,014	0,521	6,59
23,8	-25,7	1220	20	2,973	0,565	2,35
			10	2,952	0,551	2,87
			0	2,931	0,538	3,81
			-5	2,910	0,530	4,41
			-10	2,910	0,523	5,92
			-15	2,910	0,518	7,55
			-20	2,889	0,510	9,47
			-25	2,889	0,504	11,57

Таблица 28. Теплофизические свойства водного раствора этиленгликоля

Концентрация ξ, %	Температура, замерзания $t_з$, °С	Плотность ρ, кг/м^3	Рабочая температура t, °С	Теплоемкость C_p, $\frac{кДж}{кг \cdot К}$	Теплопроводность λ, Вт/(м·К)	Коэффициент динамической вязкости $\mu \cdot 10^3$, Па·с
8,4	-4	1010	50	4,10	0,59	0,69
			20	4,06	0,57	1,18
			0	4,06	0,55	2,26
12,2	-5	1015	50	4,06	0,58	0,69
			20	4,02	0,55	1,37
			0	3,98	0,53	2,55

16,0	-7	1020	50	4,02	0,56	0,78
			20	3,94	0,53	1,47
			0	3,89	0,51	2,84
19,8	-10	1025	50	3,98	0,55	0,78
			20	3,89	0,52	1,67
			0	3,85	0,5	3,14
23,6	-13	1030	50	3,94	0,52	0,88
			20	3,85	0,50	1,76
			0	3,77	0,49	3,53
			-10	3,77	0,49	5,10
27,4	-15	1035	50	3,85	0,51	0,88
			20	3,77	0,49	1,96
			0	3,73	0,48	3,92
			-10	3,68	0,48	5,67
31,2	-17	1040	50	3,81	0,50	0,88
			20	3,73	0,48	2,16
			0	3,64	0,46	4,41
			-10	3,64	0,46	6,67
35,0	-21	1045	20	3,64	0,46	2,45
			0	3,56	0,46	4,90
			-10	3,56	0,45	7,65

Таблица 28. Термодинамические параметры аммиака

Параметры R 717 при температуре насыщения

Температура		Давление p, МПа	Удельный объем v, м³/кг		Удельная энтальпия i, кДж/кг	
t, °C	T, K		жидкости	пара	жидкости	пара
−50	223,1	0,040	0,001424	2,625	193,27	1610,86
−49	224,1	0,043	0,001427	2,485	197,42	1612,58
−48	225,1	0,045	0,001429	2,353	202,02	1614,26
−47	226,1	0,048	0,001432	2,230	206,38	1615,97
−46	227,1	0,051	0,001434	2,114	210,36	1617,65
−45	228,1	0,054	0,001437	2,005	215,34	1619,32
−44	229,1	0,057	0,001439	1,903	219,68	1620,95
−43	230,1	0,060	0,001442	1,807	224,13	1622,63
−42	231,1	0,064	0,001444	1,717	228,61	1624,26
−41	232,1	0,068	0,001447	1,632	233,13	1625,90
−40	233,1	0,071	0,001449	1,552	237,49	1627,49
−39	234,1	0,075	0,001452	1,477	241,88	1629,12
−38	235,1	0,079	0,001454	1,406	246,28	1630,71
−37	236,1	0,084	0,001457	1,339	250,84	1632,30
−36	237,1	0,088	0,001460	1,276	255,32	1633,88
−35	238,1	0,093	0,001462	1,216	259,80	1635,44
−34	239,1	0,096	0,001465	1,160	264,16	1636,99
−33	240,1	0,103	0,001467	1,107	268,32	1638,54
−32	241,1	0,108	0,001470	1,056	273,24	1640,09
−31	242,1	0,113	0,001473	1,009	277,64	1641,60
−30	243,1	0,119	0,001476	0,964	282,20	1643,10
−29	244,1	0,125	0,001478	0,921	286,64	1644,61
−28	245,1	0,131	0,001480	0,881	291,16	1646,08
−27	246,1	0,138	0,001484	0,842	295,64	1647,54
−26	247,1	0,144	0,001487	0,806	300,12	1649,01
−25	248,1	0,151	0,001489	0,772	304,69	1650,47
−24	249,1	0,158	0,001492	0,739	309,17	1651,90
−23	250,1	0,166	0,001495	0,708	313,65	1658,32
−22	251,1	0,173	0,001498	0,678	318,17	1654,70
−21	252,1	0,181	0,001500	0,650	322,69	1656,13
−20	253,1	0,190	0,001504	0,624	327,21	1657,51
−19	254,1	0,198	0,001507	0,598	331,74	1658,85
−18	255,1	0,207	0,001521	0,574	336,26	1660,19
−17	256,1	0,216	0,001512	0,551	340,78	1661,53
−16	257,1	0,226	0,001515	0,530	345,34	1662,87
−15	258,1	0,236	0,001520	0,509	349,91	1664,16
−14	259,1	0,246	0,001521	0,489	354,43	1665,46
−13	260,1	0,257	0,001524	0,470	358,99	1666,76
−12	261,1	0,267	0,001528	0,452	363,60	1668,02

Продолжен

Температура		Давление p, МПа	Удельный объем v, м³/кг		Удельная энтальпия i, кДж/	
t, °C	T, K		жидкости	пара	жидкости	пара
−11	262,1	0,279	0,001530	0,435	368,12	1669,27
−10	263,1	0,290	0,001534	0,419	372,69	1670,90
−9	264,1	0,302	0,001537	0,403	377,29	1671,70
−8	265,1	0,315	0,001540	0,388	381,90	1672,92
−7	266,1	0,328	0,001543	0,374	386,42	1674,09
−6	267,1	0,341	0,001546	0,360	391,11	1675,30
−5	268,1	0,354	0,001550	0,347	395,67	1676,43
−4	269,1	0,363	0,001553	0,334	400,23	1677,56
−3	270,1	0,383	0,001556	0,322	404,84	1678,69
−2	271,1	0,398	0,001560	0,311	409,45	1679,82
−1	272,1	0,413	0,001563	0,300	414,09	1680,91
0	273,1	0,429	0,001566	0,290	418,70	1682,00
1	274,1	0,445	0,001570	0,280	423,31	1683,05
2	275,1	0,462	0,001573	0,270	427,95	1684,10
3	276,1	0,479	0,001576	0,261	432,56	1685,10
4	277,1	0,497	0,001580	0,252	437,29	1686,15
5	278,1	0,515	0,001583	0,243	441,90	1687,15
6	279,1	0,534	0,001586	0,235	446,54	1688,11
7	280,1	0,553	0,001590	0,227	451,23	1689,08
8	281,1	0,573	0,001594	0,220	455,23	1690,04
9	282,1	0,594	0,001597	0,213	460,57	1690,92
10	283,1	0,614	0,001600	0,206	465,26	1691,88
11	284,1	0,636	0,001604	0,199	469,91	1692,76
12	285,1	0,658	0,001608	0,193	474,60	1693,60
13	286,1	0,681	0,001612	0,186	479,29	1694,48
14	287,1	0,704	0,001616	0,181	484,06	1695,32
15	288,1	0,728	0,001619	0,175	488,75	1696,15
16	289,1	0,752	0,001620	0,169	493,48	1696,99
17	290,1	0,777	0,001627	0,164	498,38	1697,83
18	291,1	0,803	0,001630	0,159	502,94	1698,54
19	292,1	0,830	0,001635	0,154	507,67	1699,29
20	293,1	0,857	0,001640	0,149	512,49	1700,05
21	294,1	0,884	0,001643	0,145	517,26	1700,76
22	295,1	0,913	0,001647	0,140	522,12	1701,47
23	296,1	0,942	0,001650	0,136	526,81	1702,14
24	297,1	0,972	0,001655	0,132	531,62	1702,85
25	298,1	1,002	0,001660	0,128	536,48	1703,44
26	299,1	1,034	0,001663	0,124	541,25	1704,07
27	300,1	1,065	0,001670	0,121	546,11	1704,78
28	301,1	1,098	0,001671	0,117	550,97	1705,37
29	302,1	1,132	0,001676	0,114	555,70	1705,91
30	303,1	1,166	0,001680	0,111	560,56	1706,45
31	304,1	1,201	0,001684	0,107	565,29	1706,96
32	305,1	1,237	0,001690	0,104	570,27	1707,50
33	306,1	1,274	0,001693	0,101	575,04	1707,96
34	307,1	1,311	0,001698	0,099	579,98	1708,46
35	308,1	1,349	0,001700	0,096	584,92	1708,88
36	309,1	1,399	0,001710	0,093	589,82	1709,34
37	310,1	1,429	0,001711	0,090	594,72	1709,76
38	311,1	1,469	0,001716	0,088	599,58	1710,10
39	312,1	1,511	0,001720	0,086	604,43	1710,35
40	313,1	1,554	0,001726	0,083	609,50	1710,68

Продолжение

Температура		Давление p, МПа	Удельный объем v, м³/кг		Удельная энтальпия i, кДж/кг	
t, °C	T, K		жидкости	пара	жидкости	пара
41	314,1	1,597	0,001730	0,081	614,40	1711,02
42	315,1	1,642	0,001735	0,078	619,38	1711,35
43	316,1	1,687	0,001740	0,077	624,24	1711,56
44	317,1	1,734	0,001745	0,075	629,31	1711,73
45	318,1	1,781	0,001750	0,073	634,29	1711,94
46	319,1	1,829	0,001755	0,071	639,35	1712,06
47	320,1	1,877	0,001760	0,069	644,09	1712,11
48	321,1	1,929	0,001766	0,067	649,32	1712,19
49	322,1	1,980	0,001770	0,065	654,34	1712,27
50	323,1	2,032	0,001776	0,063	659,59	1712,36

Таблица 30. Термодинамические параметры R22

Параметры R22 при температуре насыщения

Температура		Давление p, МПа	Удельный объем v, м³/кг		Удельная энтальпия i, кДж/кг	
t, °C	T, K		жидкости	пара	жидкости	пара
−50	223,1	0,064	0,000695	0,323	363,013	602,509
−48	225,1	0,071	0,000698	0,293	365,148	603,556
−46	227,1	0,079	0,000700	0,267	367,234	604,561
−44	229,1	0,087	0,000703	0,244	369,503	605,556
−42	231,1	0,095	0,000706	0,233	371,596	606,487
−40	233,1	0,105	0,000709	0,205	373,773	607,617
−38	235,1	0,115	0,000711	0,188	375,867	608,329
−36	237,1	0,126	0,000714	0,173	378,170	609,460
−34	239,1	0,138	0,000717	0,153	380,389	610,423
−32	241,1	0,151	0,000720	0,146	382,566	611,386
−30	243,1	0,164	0,000723	0,135	384,785	612,349
−28	245,1	0,178	0,000727	0,125	387,088	613,312
−26	247,1	0,194	0,000730	0,116	389,391	614,275
−24	249,1	0,209	0,000734	0,108	391,526	615,112
−22	251,1	0,227	0,000737	0,100	393,745	615,991
−20	253,1	0,246	0,000740	0,093	396,006	616,945
−18	255,1	0,264	0,000744	0,086	398,267	617,917
−16	257,1	0,286	0,000747	0,081	400,487	618,839
−14	259,1	0,306	0,000751	0,075	402,706	619,760
−12	261,1	0,330	0,000754	0,070	404,883	620,639
−10	263,1	0,355	0,000758	0,065	407,186	621,560
−8	265,1	0,381	0,000762	0,061	409,405	622,314
−6	267,1	0,403	0,000766	0,057	411,524	623,151
−4	268,1	0,437	0,000770	0,054	413,969	623,989
−2	271,1	0,467	0,000774	0,050	416,313	624,682
0	273,1	0,500	0,000779	0,047	418,700	625,663
2	275,1	0,531	0,000782	0,044	421,128	626,501
4	277,1	0,566	0,000787	0,042	423,557	627,254
6	279,1	0,606	0,000791	0,039	426,111	628,092
8	281,1	0,644	0,000796	0,037	428,749	628,887
10	283,1	0,685	0,000800	0,035	431,261	629,557
12	285,1	0,727	0,000805	0,033	433,773	630,227

Продолжение

Температура		Давление p, МПа	Удельный объем v, м³/кг		Удельная энтальпия i, кДж/кг	
t, °С	T, К		жидкости	пара	жидкости	пара
14	287,1	0,771	0,000810	0,031	436,495	631,065
16	289,1	0,817	0,000814	0,029	439,091	631,693
18	291,1	0,865	0,000819	0,027	441,729	632,237
20	293,1	0,916	0,000824	0,026	444,366	632,781
22	295,1	0,969	0,000829	0,024	447,088	633,367
24	297,1	1,023	0,000834	0,023	449,768	633,828
26	299,1	1,081	0,000840	0,022	452,615	634,498
28	301,1	1,140	0,000845	0,021	455,336	634,959
30	303,1	1,202	0,000850	0,019	458,225	635,503
32	305,1	1,267	0,000857	0,018	460,989	635,880
34	307,1	1,333	0,000863	0,17	463,794	636,298
36	309,1	1,402	0,000869	0,017	466,557	636,550
38	311,1	1,472	0,000876	0,016	469,363	636,717
40	313,1	1,548	0,000883	0,015	472,168	636,929
42	315,1	1,625	0,000890	0,014	475,015	637,220
44	317,1	1,705	0,000897	0,013	477,862	637,387
46	319,1	1,787	0,000905	0,013	480,751	637,413
48	321,1	1,873	0,000913	0,012	483,640	637,638
50	323,1	1,964	0,000922	0,011	486,655	637,806