

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
Санкт-Петербургский горный университет**

Кафедра теплотехники и теплоэнергетики

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ЭНЕРГОНОСИТЕЛИ ПРЕДПРИЯТИЙ

*Методические указания к практическим занятиям
для студентов бакалавриата направления 13.03.01*

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
2019**

УДК 658.26 (073)

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ЭНЕРГОНОСИТЕЛИ ПРЕДПРИЯТИЙ: Методические указания к практическим занятиям / Санкт-Петербургский горный университет. Сост. *В.М. Пискунов*. СПб, 2019. 38 с.

Методические указания предназначены для подготовки и выполнения студентами практических заданий. Содержат необходимые сведения и порядок выполнения типовых практических заданий, а также сами задания на практические занятия.

Предназначены для студентов бакалавриата дневной формы обучения направления 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника».

Научный редактор проф. *В.А. Лебедев*

Рецензент канд. техн. наук *Э.И. Гудков* (ОАО «НПО ЦКТИ»)

Методические указания к выполнению практических занятий

Выбирается вариант задания с исходными числовыми данными. Переписывается условие задания полностью с выбранными числовыми данными.

Производится расчет с указанием формул и расшифровкой входящих в них обозначений и указаний единиц международной системы (СИ).

По необходимости расчеты дополняются краткими пояснениями и выводами.

Практические занятия выполняются в отдельной тетради или в сброшюрованных листах формата А4 с указанием на титульном листе фамилии, инициалов, шифра студента, а также факультета и специальности.

Практическое занятие №1

Тема: «Расчет и выбор основного и вспомогательного оборудования компрессорной станции»

1. Теоретические положения

1.1. Состав компрессорной станции

Назначением компрессорной станции (установки) является производство и подача сжатого воздуха потребителям.

Компрессорные станции (рис. 1.) включают в свой состав устройства для забора воздуха, очистки его от пыли, компрессоры, приводные двигатели, теплообменники охлаждения, вспомогательное оборудование, предназначенное для дополнительной обработки воздуха (осушки, очистки, изменения давления, аккумуляции).

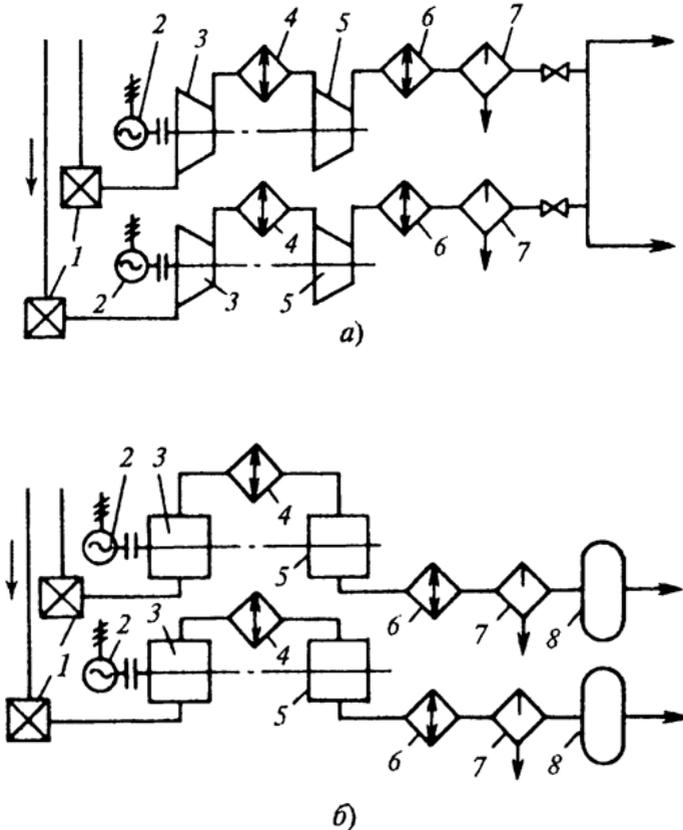


Рис. 1. Схема компрессорной станции:

а – с турбокомпрессорами; б – с поршневыми компрессорами; 1 – воздухозаборное устройство и фильтры очистки воздуха от пыли; 2 – привод; 3 – первая ступень (секция) компрессора; 4 – промежуточный холодильник; 5 – вторая ступень (секция) компрессора; 6 – концевой холодильник; 7 – концевой холодильник; 8 – ресивер (воздухосборник)

Системы воздуходобывания (СВП) промышленного предприятия предназначена для централизованного обеспечения разнообразных промышленных потребителей сжатым воздухом требуе-

мых параметров (давление, температура, расход, влажность) в соответствии с заданным графиком потребления.

Сжатый воздух на промышленном предприятии используется по двум основным направлениям: технологическому (для выплавки чугуна и стали в металлургии, получения кислорода в воздухоразделительных установках и т.д.) и силовому (для привода различных машин и механизмов в машиностроении, горнодобывающей промышленности, кузнечном и других производствах).

Компрессорные станции для производства сжатого воздуха включают в свой состав устройства для забора воздуха, очистки его от пыли, компрессоры и приводные двигатели, теплообменники охлаждения, вспомогательное оборудование, предназначенное для дополнительной обработки воздуха (осушка, очистка, изменение давления, аккумуляция).

Проектирование СВС предприятия как правило осуществляется на базе централизованного источника – КС, наличие нескольких КС на одном предприятии приводит к удорожанию эксплуатации и ремонта КС, усложняют схемы поэтому на предприятиях устанавливается 1 КС.

1.2. Оборудование компрессорной станции

Компрессорные станции (рис. 2.) включают в свой состав: компрессоры, приводные двигатели, устройства для забора воздуха, очистки его от пыли, теплообменники охлаждения и другое вспомогательное оборудование. На компрессорной станции могут размещаться компрессоры с электроприводом или с паротурбинным приводом.

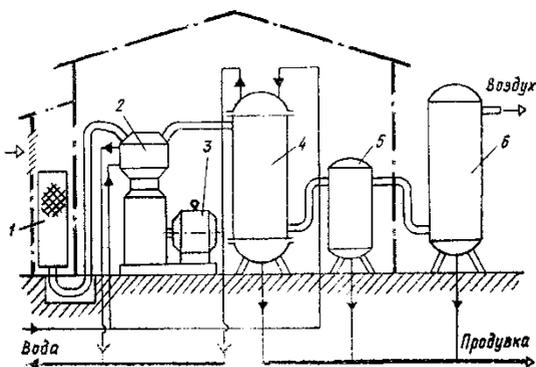


Рис. 2. Принципиальная компоновочная схема компрессорной станции

Компрессорная станция располагается в отдельном здании и включает основное и вспомогательное оборудование.

Основное оборудование составляет компрессор 2 с электродвигателем 3.

Вспомогательное оборудование включает фильтр 1, концевой охладитель воздуха 4, влагомаслоотделитель 5 и ресивер (воздухосборник) 6,

Кроме того, на компрессорной станции имеются трубопроводы различного назначения с арматурой, необходимая контрольно-измерительная аппаратура. Забор воздуха осуществляется снаружи компрессорной станции из затемненных и наименее загрязненных мест. Воздух к фильтру должен поступать со всех сторон, что снижает вибрацию стен и окон здания станции. Охладители воздуха разделяются по назначению и месту установки на межступенчатые и концевые. Первые используются для охлаждения воздуха между ступенями сжатия, что повышает экономичность компрессора. В установках небольшой производительности они располагаются непосредственно на цилиндрическом блоке компрессора, а на установках большой производительности – вблизи компрессоров как отдельные аппараты.

Концевые охладители устанавливаются исходя из требований эксплуатации и техники безопасности. Снижение температуры воздуха в них позволяет освободить воздух от водяного конденсата

и масла в специальных влагомаслоотделителях, а также уменьшает опасность взрыва, поскольку уменьшается время нахождения масла в горячем воздухе. Воздух обычно охлаждают водой.

На компрессорных станциях для очистки сжатого воздуха от влаги и масла устанавливают влагомаслоотделители, которые либо выполняют в виде отдельных кованых аппаратов баллонного типа, либо встраивают в воздухоотделители. Для компрессоров небольшой подачи они вместе с воздухоохладителем располагаются на блоке цилиндров.

Каждый компрессор снабжается ресивером (воздухосборником), основное назначение которого состоит в выравнивании колебаний давления в воздухопроводах. Ресиверы помещают снаружи помещения, потому что они взрывоопасны. В нижней части ресиверов предусматривают штуцера для продувки с целью удаления скопившихся конденсата и масла.

Бак масляных продувок представляет собой сосуд, который соединен трубопроводами с коллектором масляных продувок. К коллектору подключают воздухоохладители, влагомаслоотделители и ресиверы, подлежащие продувке от скопившихся масла и конденсата. Бак масляных продувок соединяют с атмосферой и всасывающим трубопроводом первой ступени компрессора.

Коммуникации компрессорной станции представляют собой систему трубопроводов для обеспечения установленного оборудования воздухом, водой и маслом.

Предохранительные клапаны устанавливаются между ступенями компрессора на межступенчатых охладителях, ресивере и баке масляных продувок. Их назначение состоит в предохранении установки от чрезмерного повышения давления. На напорном воздухопроводе перед ресивером располагается обратный клапан, предотвращающий подачу воздуха из ресивера в компрессор при его остановке.

Манометры устанавливают на межступенчатых воздухоохладителях, ресивере и баке масляных продувок. Для контроля давления масла в системе смазки ставится манометр на напорном патрубке масляного насоса. Давление охлаждающей воды контролируют

ется по манометру на коллекторе, от которого разводятся водопроводы к отдельным компрессорам.

Наличие охлаждающей воды в системе охлаждения контролируется по сливу воды в воронки на сбросном коллекторе.

Обязательному контролю подлежат температуры воздуха перед каждым охладителем и за ним, а также конечная температура воздуха на выходе из компрессора. Контролируются температуры охлаждающей воды в коллекторе и на выходе из рубашек цилиндров и всех охладителей.

1.3. Расчет и проектирование компрессорной станции

Проектирование компрессорной станции начинается с определения расчетного расхода потребителями сжатого воздуха при условиях всасывания.

Производительность компрессорной станции определяется потребностью предприятия в сжатом воздухе с учетом его потерь при транспорте и потреблении.

Для предприятий с небольшим числом потребителей (доменное, сталеплавильное производство и т. п.) вначале определяется годовой расход воздуха в м³/год по формуле

$$V_{в.г} = g_{в} P, \quad (1.1)$$

где $g_{в}$ – средний удельный расход воздуха, м³ на единицу продукции; P – годовой выпуск продукции в соответствующих единицах.

Средний часовой объемный расход воздуха, м³/ч,

$$V_{в.ср} = V_{в.г} / \tau_{р}, \quad (1.2)$$

где $\tau_{р}$ – время потребления сжатого воздуха, ч/год.

Максимальный часовой объемный расход воздуха, м³/ч,

$$V_{в.макс} = K_{макс} V_{в.ср}, \quad (1.3)$$

где $K_{\text{макс}}$ – коэффициент максимального потребления. В зависимости от характера нагрузки, возможного одновременного включения в работу большого количества потребителей $K_{\text{макс}} = 1,2 \div 1,5$.

Для предприятий с большим числом разнообразных пневмопотребителей, например для машиностроительных отраслей, средний часовой объемный расход воздуха в м³/ч определяется по формуле

$$V_{\text{в.сп}} = n_{\text{пн}} g_{\text{пн}} K_{\text{спр}} + \sum g_{\text{ут}} \quad (1.4)$$

где $n_{\text{пн}}$ – число однотипных пневмопотребителей; $g_{\text{пн}}$ – отнесенный к нормальным условиям номинальный расход воздуха одним потребителем при непрерывной работе в единицу времени; $K_{\text{спр}}$ – коэффициент спроса, учитывающий загрузку пневмопотребителей, одновременность работы однотипных потребителей, потери воздуха вследствие износа и потери воздуха из-за утечек у пневмопотребителя: $K_{\text{спр}} = 1 \div 0,7$ для $n_{\text{пн}} = 10 \div 50$, $K_{\text{спр}} = 0,7 \div 0,5$ для $n_{\text{пн}} = 50 \div 200$; $\sum g_{\text{ут}}$ – потери воздуха у неработающих потребителей в трубопроводах и соединительной арматуре, м³/ч.

Для обеспечения максимальной надежности воздухоснабжения производительность всех работающих компрессоров принимается равной максимально длительной нагрузке и, кроме того, на компрессорной станции устанавливают дополнительно один резервный компрессор.

Производительность единичного турбокомпрессора, устанавливаемого на паровоздуховной станции (ПВС) доменной цеха, выбирается из условия обеспечения им потребности одной доменной печи, а компрессора на станциях с поршневыми компрессорами – из условия, что оптимальное число размещаемых в машинном зале агрегатов составляет 3 ÷ 4 и, как правило, не должно превышать восьми.

Количество компрессоров, устанавливаемых на компрессорной станции, равно

$$m_{\text{уст}} = m_{\text{раб}} + m_{\text{рез}} = V_{\text{в.сп}} / V_{\text{к}} + m_{\text{рез}} \quad (1.5)$$

где $m_{раб}$ – количество рабочих компрессоров; $m_{рез}$ – количество резервных компрессоров; V_k – производительность компрессора, выбранного для установки.

Установленная производительность компрессорной станции определяется производительностью всех установленных компрессоров

$$V_{уст} = V_{к\ туст} \quad (1.6)$$

При выборе типа, количества и производительности компрессоров необходимо учитывать график расхода сжатого воздуха потребителями, т. е. неравномерность расхода воздуха по сменам. Целесообразно устанавливать наиболее крупные по производительности компрессоры, которые имеют лучшие объемные и энергетические характеристики.

Надежность действия компрессорной станции определяется коэффициентом резерва

$$\eta_{рез} = (V_{уст} - V_{кн}) / V_{в.ср} \quad (1.7)$$

где $V_{кн}$ – производительность наибольшего по производительности компрессора.

Для потребителей, которые не допускают перерыва в снабжении сжатым воздухом, $\eta_{рез} = 1$. Для остальных потребителей $\eta_{рез} = 0,75 \dots 0,9$.

При выборе рабочего давления компрессоров необходимо учитывать, что чем выше рабочее давление, тем меньше габариты отдельных пневмоприемников, однако сложнее устройство и эксплуатация компрессорной станции и пневмоприемников. Чаще всего на промышленных предприятиях используется сжатый воздух с избыточным давлением 0,4 ... 0,8 МПа. Для получения более низкого давления применяют регуляторы давления.

2. Методические указания для выполнения практического занятия №1

Для компрессорной станции, функциональная схема которой приведена на рис. 3. выбрать марку и количество компрессоров, оп-

ределить мощность электродвигателей для них, рассчитать воздушные фильтры, концевые воздухоохладители, водомаслоотделители, воздухохранилища, воздухопроводы, расходы охлаждающей воды и смазочного масла. Потребителей сжатого воздуха и их количество выбрать по табл. 1, график безразмерного расхода сжатого воздуха потребителями – по рис. 4.

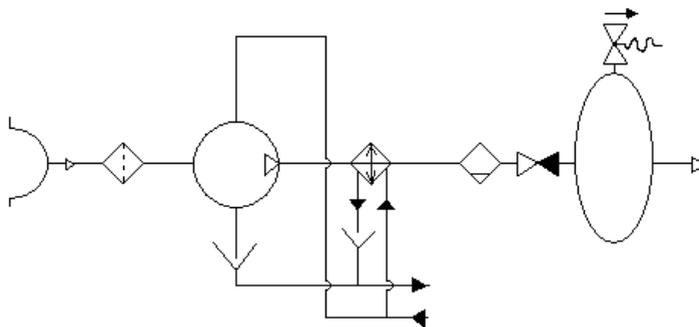


Рис. 3. Функциональная схема компрессорной станции

Таблица 1

Потребители Сжатого воздуха	Варианты и количество потребителей									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Последняя цифра шифра										
Ковочные или штамповочные молоты 0,5 т	4	5	6	10	2	1	-	-	-	-
1,5 т	-	-	-	1	3	1	-	2	-	-
3,0 т	-	1	1	-	-	-	-	1	-	-
5,0 т	-	-	1	-	-	-	1	-	1	-
10,0 т	1	-	-	-	-	-	-	-	-	1
12,0 т	-	-	-	-	-	-	1	1	2	2
15,0 т	2	2	1	1	-	-	-	-	-	-
Предпоследняя цифра шифра										
Молоты клепальные	-	2	-	4	6	-	9	8	8	12
Сверлильные машины	6	4	6	8	10	12	11	16	16	20
Шлифовальные машины	4	5	6	2	8	12	16	4	20	16
Машины для резки металла	2	1	6	4	6	12	10	8	10	12

Продолжение табл. 1

Потребители Сжатого воздуха	Варианты и количество потребителей										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0	
Последняя цифра шифра											
Винтозавертывающие машины	-	2	4	6	4	8	6	12	9	8	
Пескоструйные аппараты	-	1	-	2	4	-	1	4	9	7	

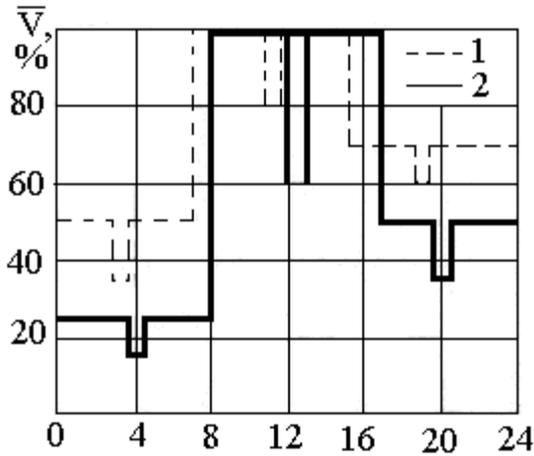


Рис. 4. График расхода сжатого воздуха

Нечетной последней цифрой шифра студента соответствует кривая 1 графика, четной – кривая 2.

Тип компрессоров – поршневые воздушные крейцкопфные с прямоугольным расположением цилиндров. Система охлаждения – обратная. Температура охлаждающей воды, поступающей на компрессоры и концевые воздухоохладители, принять равной температуре охлаждающей воды после градирни, полученной в задаче 2.

Привести функциональную схему компрессорной станции и график расхода сжатого воздуха потребителями в абсолютных значения расхода.

Рассмотреть и проанализировать не менее двух вариантов по марке и количеству выбранных компрессоров для покрытия заданного графика расхода и выбрать наилучший.

Указания. В начале определяется расчетный объемный расход воздуха потребителями, который вычисляется по формуле:

$$V_p = \sum_{i=1}^n n_i V_i K_{oi},$$

где n_i - количество однотипных потребителей воздуха; V_i - расход воздуха потребителями каждого типа (приложение 5); K_{oi} - коэффициент одновременности для каждой однотипной группы потребителей (приложение 6).

Исходной величиной для выбора компрессоров служит рабочая производительность компрессорной станции,

$$V_{раб} = V_p K_p$$

где K_p - коэффициент, учитывающий увеличение расхода воздуха вследствие утечек из-за не плотностей в соединениях, арматуре, сальниках и т.п. (можно принять $K_p=1,2$).

Количество компрессоров, устанавливаемых на компрессорной станции, равно:

$$m_{уст} = \frac{V_{раб}}{V_k} + m_{рез} = m_{раб} + m_{рез}$$

где V_k - производительность компрессора, выбранной марки (приложение б); $m_{\text{раб}}$ - количество рабочих компрессоров; $m_{\text{рез}}$ - количество резервных компрессоров.

Обычно на компрессорной станции устанавливается 3...6 компрессоров, включая резервные.

При выборе компрессоров и их производительности необходимо учитывать неравномерность расхода воздуха по сменам и стремиться к максимально возможному использованию компрессоров, обеспечивая гибкую работу компрессорной станции при изменении нагрузок. Желательно, чтобы при остановке самого крупного из компрессоров, остальные покрывали не менее 75...90% потребности в сжатом воздухе. Необходимо указать способ регулирования производительности компрессоров.

Мощность, электродвигателя для привода компрессора:

$$N_{\text{эд}} = p_1 V_k z \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,5} / (10^3 \eta_{\text{из}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{эд}})$$

где p_1 - абсолютное давление всасывания; p_2 - абсолютное давление нагнетания; V_k - производительность компрессора при условиях всасывания; z - число ступеней компрессора; $\eta_{\text{из}}$ - изотермический КПД; $\eta_{\text{м}}$ - механический КПД; $\eta_{\text{эд}}$ - КПД электродвигателя.

При выполнении расчетов принимается: $p_1 = 10^5$ Па, $p_2 = 9 \cdot 10^5$ Па, $z = 2$, $\eta_{\text{из}} = 0,65 \dots 0,85$; $\eta_{\text{м}} = 0,8 \dots 0,93$; $\eta_{\text{эд}} = 0,83 \dots 0,91$.

Для очистки воздуха, поступающего в компрессор, наибольшее распространение получили висциновые фильтры, состоящие из набора кассет, заполненных металлической стружкой, смоченной висциновым маслом. Расчет фильтра для каждого компрессора сводится к определению необходимой площади его поперечного сечения F_k по условной скорости газа ω_k в коробке фильтра

$$F_k = V_k / \omega_k$$

При выполнении расчетов принимается $\omega_k = 1,0 \dots 1,5$ м/с.

В качестве концевых воздухоохлаждателей при низких давлениях воздуха (менее 3 МПа) используются кожухотрубчатые теплообменники с противоточной схемой движения воды и воздуха. Температура воздуха t_1 на входе в охладитель принимается равной 160...170°C. Расход воды $V_{кх}$ через охладитель выбирается исходя из нормы 2,0...2,3 л/мин на 1 м³/мин всасываемого воздуха. Температура охлаждающей воды $t_{в2}$ на выходе из цилиндров компрессора и концевых охладителей не должна быть выше 30... 40°C, а температура выходящего из охладителя сжатого воздуха t_2 не должна превышать температуру выходящей воды более чем на 20 К.

Отводимый от воздуха тепловой поток $Q_{кх}$ и температура воды после конечного охладителя $t_{г2}$ рассчитываются из уравнения теплового баланса

$$Q_{кх} = V_{кх} \rho_{воз} c_{воз} (t_1 - t_2)$$

$$t_{в2} = t_{в1} + Q_{кх} / (V_{кх} \rho_{в} c_{в})$$

где $\rho_{в}$ и $\rho_{воз}$ - плотности воды и воздуха; $c_{в}$ и $c_{воз}$ - удельные теплоемкости воды и воздуха; $t_{в1}$ - температура воды на входе в охладитель.

Обычно нагрев воды в компрессоре и конечном охладителе составляет 10...15 К.

Площадь поверхности теплообмена конечного воздухоохлаждателя определяются по основе уравнения теплопередачи

$$F_{кх} = Q_{кх} / (k \Delta t)$$

где k - коэффициент теплоотдачи, принимается равным 50...60 Вт/(м²·К); Δt - средняя логарифмическая разность температур между воздухом и водой.

Полный расход масла $G_{м}$ - определяется его расходом всеми компрессорами (см. приложение 7), установленными на компрессорной станции, а полный расход охлаждающей воды $V_{в}$ включает кроме расходов на компрессоры также расходы воды на концевые охладители.

На компрессорных станциях с низким давлением воздуха широкое применение получили водомаслоотделители жалюзийного типа с вертикально установленным пакетом жалюзийных пластин. Площадь поперечного сечения пакета жалюзей в водомаслоотделителе F_n определяется по формуле

$$F_n = V_{кр} / \omega_{доп},$$

где $V_{кр}$ - объемный расход воздуха через водомаслоотделитель (компрессор) при давлении нагнетания; $\omega_{доп}$ - допустимая скорость газа при входе в пакет жалюзей.

Значение $\omega_{доп}$ определяется из условия устойчивости пленки на поверхности жалюзей при динамическом воздействии потока на нее

$$\omega_{доп} = 1,5 [V_{кр} \sigma (\rho_v - \rho_{воз} / \rho_v^2)]^{0,25}.$$

где σ - коэффициент поверхностного натяжения для воды.

Для сглаживания пульсации сжатого воздуха устанавливается воздухохоборник, объем которого должен быть не менее, чем 20 раз больше объема цилиндра компрессора.

С учетом максимально-возможного расхода воздуха при одновременной работе большинства потребителей объем воздухохоборника принимается равным от 1/120 до 1/60 часовой производительности компрессора или рассчитывается по эмпирической формуле

$$V_{сб} = 1,6 V_{к}^{0,5},$$

где $V_{сб}$ - объем воздухохоборника, м³; $V_{к}$ - производительность компрессора, м³/мин.

Диаметры всасываемого и нагнетательного воздухопроводов для каждого компрессора определяются скоростью воздуха: во вса-

сывающем трубопроводе $\omega_{вс} = 10 \dots 12$ м/с, в нагнетательном - $\omega_{наг} = 12 \dots 15$ м/с.

Вопросы для самопроверки

1. Назовите состав и комплектацию оборудования компрессорной станции.
2. Каковы две основные системы производства сжатого воздуха?
3. Изобразите схему компрессорной станции с поршневыми компрессорами. Объясните назначение основного и вспомогательного оборудования.
4. Что такое рабочая и установленная производительность, коэффициент резерва?
5. От чего зависит выбор рабочего давления сжатого воздуха, вырабатываемого компрессорной станцией?
6. Оцените экономичность различных способов регулирования производительности поршневых компрессоров.
7. Объясните принцип работы висцинового фильтра и жалюзийного водомаслоотделителя.
8. Как определяется объем ресивера (воздухосборника) для поршневого компрессора?
9. Приведите формулы расчета падения давления в воздухопроводах.

Практическое занятие №2

Тема: «Расчет вентиляторной градирни»

1.Основные теоретические положения

Для промышленных и отопительных ТЭЦ, располагаемых, как правило, вблизи жилых и промышленных массивов, наиболее рациональным (а в ряде случаев единственным) решением технического водоснабжения оказываются оборотные системы с градирнями. При этом на электростанции устанавливаются не менее двух градирен.

Градирня представляет собой тепломассообменное устройство, в котором охлаждение воды осуществляется за счет испарения при непосредственном контакте с воздухом.

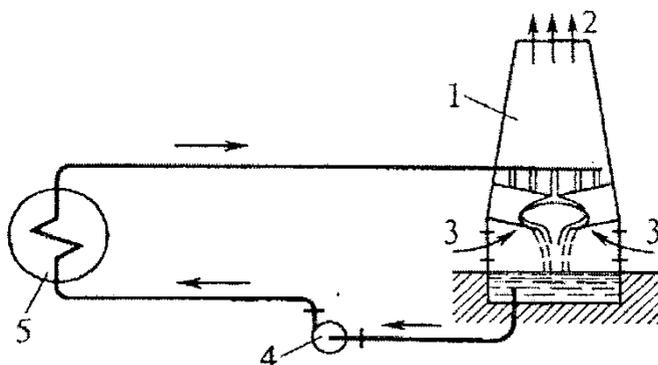
Преимуществом градирен по сравнению с водохранилищами-охлаждителями является достижение сравнительно высокого эффекта охлаждения циркулирующей воды при значительно меньших площадях. Однако градирни, как правило, в любой период года уступают водохранилищам-охлаждителям по глубине охлаждения циркуляционной воды.

В зависимости от условий работы и конструктивного исполнения градирни подразделяются на открытые, башенные и вентиляторные.

По характеру стекания воды в оросительной системе градирни в свою очередь делятся на капельные, пленочные и капельно-пленочные.

1.1. Башенные градирни

Башенные градирни получили наибольшее распространение. Они могут выполняться из монолитного или сборного железобетона круглой формы с гиперболической поверхностью вытяжной трубы. Внутренняя поверхность железобетонной вытяжной трубы покрывается гидроизоляцией (мастикой особого состава) для защиты бетона от выщелачивающего воздействия стекающего конденсата.



*Рис. 5. Схема циркуляции воды при охлаждении ее в градирне:
1 – градирня; 2 – выход нагретого влажного воздуха; 3 – вход
холодного воздуха; 4 – циркуляционный насос; 5 – конденсатор.*

Градирни с металлическим каркасом вытяжной трубы по форме представляют собой усеченную четырехгранную или многогранную пирамиду. Обшивка каркаса может выполняться из дерева, а также из асбоцементных или алюминиевых листов. Деревянные элементы градирен пропитываются противогнилостным составом. Высота современных башенных градирен достигает 75м и более.

На рис. 6 изображена принципиальная схема оборотного водоснабжения станции с башенными градирнями капельного типа. Нагретая в конденсаторах турбин вода под напором циркуляционных насосов подается в распределительные желоба оросительного устройства градирни на высоту примерно 7 – 10м от земли. Из отверстий в днище распределительных желобов вода ударяет крупными струями по разбрызгивающим розеткам и далее, многократно дробясь о горизонтально расположенные рейки, стекает в виде дождя в сборный бассейн. Навстречу потоку воды движется воздух, который, отняв теплоту от воды, вместе с паром по вытяжной трубе отводится в атмосферу.

Из сборного бассейна вода по самотечным каналам поступает в водозаборный колодец, откуда циркуляционными насосами снова подается в конденсаторы турбин.

В пленочных градирнях вода после разбрызгивающих розеток стекает не по рейкам, а по вертикально расположенным щитам, тонкой пленкой (рис. 7). Опытом эксплуатации установлено, что пленочные градирни при равном с капельной градирней эффекте охлаждения циркуляционной воды могут иметь примерно в 2 раза большую площадь орошения (удельную гидравлическую нагрузку).

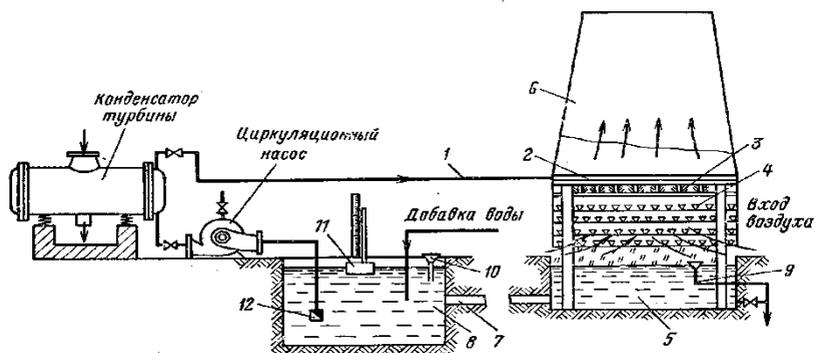


Рис. 6. Принципиальная схема оборотного водоснабжения с капельными башенными градирнями:

1 – напорный трубопровод; 2 – распределительные желоба; 3 – разбрызгивающие розетки; 4 – оросительная система из реек; 5 – сборный бассейн; 6 – вытяжная труба; 7 – самотечный перепускной канал; 8 – водозаборный колодец; 9 – продувочная воронка; 10 – воронка для введения хлорной извести; 11 – поплавковый указатель уровня; 12 – всасывающий (обратный) клапан.

Плотностью орошения q [$\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$] называют отношение часового расхода охлаждающей воды к площади поперечного сечения оросителя:

$$q = G / Fop. \quad (1.8)$$

Величина q для капельных башенных градирен обычно составляет 2,5 – 3,5, для пленочных – 5 – 7. Кроме того, у пленочных градирен меньше капельный унос воды, а в зимний период они меньше подвержены обмерзанию.

Охлаждение воды в градирнях происходит в основном за счет частичного испарения. При этом убыль воды из циркуляционной системы за счет испарения примерно равна расходу пара в конденсатор. Около 0,5 – 1,0% воды теряется с механическим уносом.

Количество добавочной воды равно суммарным потерям воды в градирне

$$G_{доб} = G_{исп} + G_{ун} + G_{пр}, \quad (1.9)$$

где $G_{исп}$ – потеря за счет испарения воды; $G_{ун}$ – потеря с механическим уносом; $G_{пр}$ – потеря воды с продувкой.

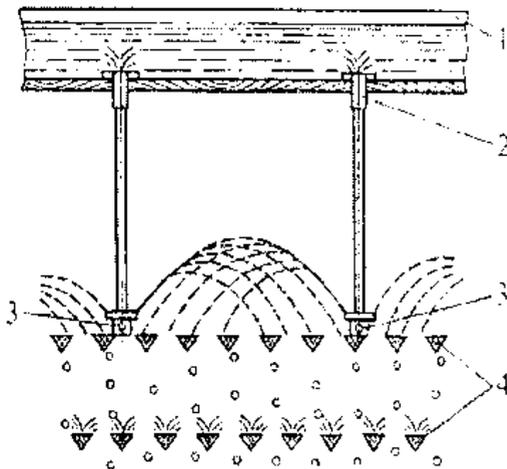


Рис. 7. Разбрызгивающее устройство

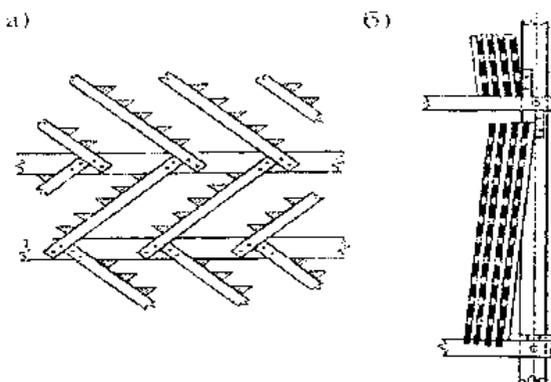


Рис. 8. Оросительные устройства открытой капельной градирни башенных градирен:
а – капельных; *б* – пленочных.

В зависимости от условий работы градирни количество добавочной воды составляет 5 - 6% общего расхода циркуляционной воды. Добавочная вода, имеющая более низкую температуру, чем циркуляционная, перед поступлением ее в водосборный колодец обычно подается в воздухо- и маслоохладители.

Расчет башенных градирен имеет целью определение плотности орошения по заданной температуре охлаждающей воды в градирне, либо, наоборот, по известной плотности орошения – нахождение температуры охлажденной воды. Ввиду множества факторов, оказывающих влияние на работу градирни, аналитическое решение как прямой, так и обратной задачи весьма затруднительно.

На электростанциях с небольшой конденсационной мощностью иногда применяют более простые и дешевые **градирни открытого типа** без вытяжных башен. Доступ воздуха в оросительную систему открыт у них со всех сторон. Открытые градирни по сравнению с башенными имеют, как правило, меньший охлаждающий эффект, который зависит от метеорологических условий и в первую очередь от скорости ветра, они имеют значительный капельный унос воды и в зоне их расположения, особенно в зимний период, образуется туман. Последнее обстоятельство не позволяет размещать их вблизи проезжих дорог, открытых подстанций и в местах

плотной застройки из-за ухудшения видимости и угрозы обледенения окружающих сооружений и дорог.

1.2. Вентиляторные градирни

Вентиляторные градирни представляют собой сооружения для охлаждения в оборотных системах водоснабжения с принудительной подачей воздуха в оросительное пространство вентиляторами.

Вентиляторные градирни допускают более высокие тепловые нагрузки, обеспечивая более глубокое и устойчивое охлаждение воды, чем в башенных градирнях, брызгальных бассейнах и т. п., а также требуют меньшей площади для размещения. При одинаковой производительности сооружение вентиляторных градирен на 50 – 80 % дешевле, чем башенных, и на 20 - 50 % - чем брызгальных бассейнов. Вместе с тем при эксплуатации расходуется электроэнергия на привод вентиляторов и требуется постоянное наблюдение и уход.

Вентиляторные градирни выполняют секционными с индивидуальными вентиляторами на каждую секцию или же одновентиляторными. Вентиляторные установки в большинстве типов градирен располагаются сверху, просасывая воздух через ороситель со скоростью 4 – 5 м/с.

1.3. Брызгальные бассейны

Брызгальные бассейны являются довольно распространенным на промышленных предприятиях, электростанциях типом охлаждающего устройства. По сравнению с водохранилищами-охладителями брызгальные бассейны требуют в несколько десятков раз меньшей площади. Однако ввиду присущих им недостатков при строительстве новых электростанций предпочтение отдается башенным градирням.

Сущность действия брызгальной установки заключается в следующем. Вода из конденсаторов турбин под напором циркуляционных насосов подается по разветвленной сети трубопроводов к разбрызгивающим соплам, направленным выходным отверстием вверх и равномерно расположенным по всей площади брызгального бассейна на высоте 1,2 – 1,5 м от воды. Из сопел вода фонтанирует

тонкими струями в виде веера. При интенсивном теплообмене с воздухом вода охлаждается (в основном за счет частичного ее испарения), в виде дождя стекает в бассейн и далее по самотечным каналам направляется в приемные колодцы циркуляционных насосов.

По форме брызгальный бассейн представляет собой прямоугольную бетонированную чашу глубиной 1,2 – 2 м. Система распределительных трубопроводов и брызгальный бассейн, как правило, секционируются для проведения ремонтов, ревизий и чистки без остановки станции.

Охлаждающий эффект брызгальных установок, так же как и открытых градирен, существенно зависит от скорости ветра. Поэтому для обеспечения хорошего доступа воздуха к воде брызгальные бассейны следует располагать длинной стороной в направлении, перпендикулярном действию господствующих ветров. При этом ширина бассейна не должна превышать 50 – 60 м.

Работа брызгальных установок сопровождается значительным капельным уносом циркуляционной воды, а в зимнее время – образованием плотных туманов в зоне их расположения. В связи с этим брызгальные бассейны так же, как и открытые градирни, приходится размещать на некотором удалении (около 100 м) от жилых и производственных зданий и дорог.

Основным показателем работы брызгальной установки является температура охлажденной воды, которая зависит как от режима работы охладительной установки – плотности дождя, зоны охлаждения, так и от климатических условий.

2. Методические указания для выполнения практического задания № 2

Для системы обратного водоснабжения (рис.9) рассчитать и подобрать вентиляторные градирни, трубопроводы и циркуляционные насосы при следующих условиях: тепловая нагрузка Q , охлаждение воды в градирне Δt_B , место расположения, падение давления воды у потребителя $\Delta p_{\text{п}}$, сумма длин прямых участков всасывающего трубопровода $l_{\text{вс}}$, сумма длин прямых участков нагнетательного трубопровода $l_{\text{наг}}$, сумма коэффициентов местных сопротивлений

всасывающего трубопровода $\xi_{вс}$, сумма коэффициентов местных сопротивлений нагнетательного трубопровода $\xi_{наг}$. Параметры выбрать по табл. 2.

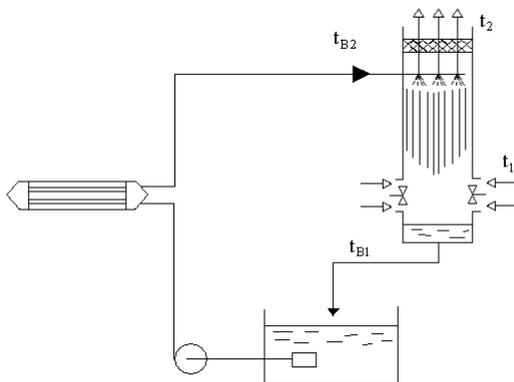


Рис.9. Система обратного водоснабжения

Таблица 2

Параметры	Варианты и исходные данные									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Последняя цифра шифра										
$Q, \text{МВт}$	0,8	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0
$\Delta t_{в}, \text{К}$	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5
Предпоследняя цифра шифра										
Город	Волгоград	Калинин	Самара	Санкт-Петербург	Москва	Одесса	Орск	Рига	Рязань	Саратов
$\Delta p_{п}, \text{кПа}$	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145
Третья от конца цифра шифра										
$l_{вс}$	100	120	140	160	180	200	220	230	240	250
$l_{наг}$	200	210	220	230	240	250	260	280	290	300
$\xi_{вс}$	2,0	2,3	2,6	2,9	3,1	3,4	3,7	4,0	4,3	4,6
$\xi_{наг}$	3,6	3,9	4,1	4,3	4,6	4,9	5,2	5,5	5,8	6,1

Вычертить схему системы оборотного водоснабжения, указать тип и основные характеристики выбранного оборудования, привести выкопировку из H, d – диаграммы с изображением изменения состояния воздуха в вентиляторной градирне.

Указания. Для подбора градирен необходимо вначале определить расчетные параметры атмосферного воздуха. В соответствии со СНИП 2.01.01 – 82 рассчитывается средняя температура воздуха t_1 для наиболее жарких суток в данной местности

$$t_1 = t_{ж} + 0,25t_{max},$$

где $t_{ж}$ - среднемесячная температура в самый жаркий месяц; t_{max} - средняя максимальная температура в самый жаркий месяц.

Значения $t_{ж}$, t_{max} , а также относительной влажности воздуха в 13 часов самого жаркого месяца $\varphi_{ж}$ берутся из приложения 1. Относительная влажность воздуха наиболее жаркого месяца φ_1 находится с помощью H, d – диаграммы влажного воздуха d_1 , определенному по температуре $t_{ж}$ и относительной влажности $\varphi_{ж}$

(точка А). По H, d – диаграмме также определяется температура мокрого термометра t_m . Точка 1 соответствует состоянию воздуха на входе в градирню.

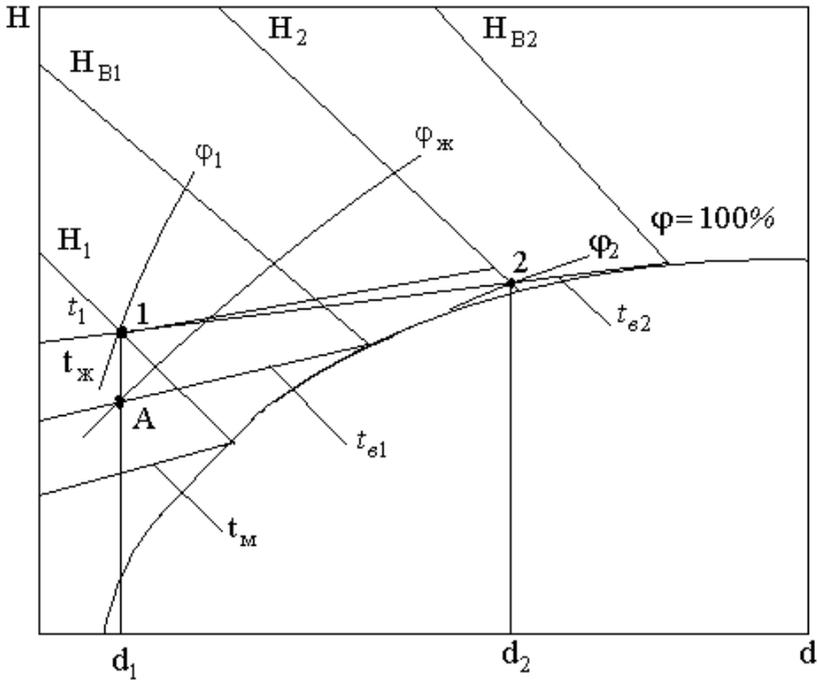


Рис. 10. H, d – диаграмма состояния воздуха

Далее следует задаться коэффициентом эффективности градирни η и удельной гидравлической нагрузкой g_F , отнесенной к площади фронтального сечения градирни g_ϕ . Для вентиляторных градирен обычно: $\eta=0,75\dots0,85$ и $g_F=0,25\dots3,0$ кг/(м²·с).

В результате рассчитываются:
температура охлажденной воды

$$t_{B1} = t_M + \Delta t_B \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right),$$

температура воды на входе в градирню

$$t_{B2} = t_M + \frac{\Delta t_B}{\eta},$$

Удельная тепловая нагрузка на единицу площади фронтального сечения градирни

$$q_F = g_F c_B \Delta t_B,$$

где c_B - удельная теплоемкость воды, и необходимая суммарная площадь фронтального сечения градирен

$$\sum F_\Phi = \frac{Q}{q_F}.$$

По полученному значению $\sum F_\Phi$ и приложению 2 выбирается количество секций градирни конструкции Союзводоканалпроект с нижним или верхним расположением вентилятора, площадь фронтального сечения градирни F_Φ и рассчитывается число градирен

$$n_\Gamma = \frac{\sum F_\Phi}{F_\Phi}.$$

Затем определяется полный массовый расход воды

$$G_B = \frac{Q}{(C_B \Delta t_B)}$$

и массовый расход воды через одну градирню

$$G_\Gamma = \frac{G_B}{n_\Gamma}.$$

Целесообразно проверить удельную гидравлическую нагрузку выбранной градирни по формуле

$$g_F = \frac{G_\Gamma}{F_\Phi}$$

и сравнить ее с рекомендуемыми значениями.

С помощью H, d – диаграммы (см. рис. 4) находится H_1 и d_1 – энтальпия и влагосодержание воздуха на входе в градирню; H_{B1} H_{B2} – энтальпии насыщенного воздуха при температуре воды на выходе t_{B1} и t_{B2} входе .

Из уравнения теплового баланса градирни определяется энтальпия воздуха на выходе из нее

$$H_2 = H_1 + \frac{G_{\Gamma} C_{B} \Delta t_{B}}{(V_{\Gamma} \rho_{\text{воз}})},$$

где V_{Γ} – объемный расход воздуха через градирню (см. приложение 2); $\rho_{\text{воз}}$ – плотность сухого воздуха.

Для определения положения точки 2 (см. рис. 4) рассчитывается конечное влагосодержание воздуха

$$d_2 = d_1 + \frac{(H_2 - H_1) 10^3}{\varepsilon},$$

где ε – угловой коэффициент, характеризующий направление процесса в H, d – диаграмме; для летнего режима $\varepsilon = 2500$ кДж/кг.

Для построенной точки 2 определяются значения t_2 и φ_2 . Изменение состояния воздуха в вентиляторной градирне условно изображается отрезком 1-2.

Подбор магистральных трубопроводов оборотной воды производится по заданным значениям скорости ω и суммарному объему расходу воды V_B , который рассчитывается по формуле

$$V_B = \frac{G_B}{\rho_B},$$

где ρ_B – плотность воды.

Принимаются следующие значения скоростей воды: во всасывающем трубопроводе $\omega_{\text{вс}} = 1,0 \dots 1,5$ м/с, в нагнетательном $\omega_{\text{нар}} = 1,5 \dots 2,5$ м/с. Диаметры труб выбираются в соответствии с данными, приведенными в приложении 3. По выбранным диаметрам труб уточняется скорость воды

$$\omega = \frac{4V_B}{(\pi d_B^2)},$$

где d_B - внутренний диаметр трубы.
Падение давления в трубопроводах

$$\Delta p = \frac{\left(\frac{\sum \lambda l}{d_B} + \sum \xi\right) \rho_B \omega^2}{2},$$

где λ - коэффициент сопротивления трения.
Для турбулентного режима течения

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_a}{d_B} + \frac{68}{Re}\right)^{0,25},$$

где Re - число Рейнолдса, k_a - абсолютная эквивалентная шероховатость стенки трубопровода.

Для стальных трубопроводов в условиях нормальной эксплуатации (с незначительной или умеренной коррозией) $k_a = 0,2 \dots 0,4$ мм.

Падение давления во всасывающем трубопроводе не должно превышать допустимый кавитационный запас $\Delta p_{\text{кав}} = 40 \dots 45$ кПа.

Полное давление, развиваемое насосом, в контуре оборотной воды

$$\Delta p_n = \Delta p_{\text{вс}} + \Delta p_{\text{наг}} + \Delta p_{\text{п}} + \Delta p_{\text{ф}} + \rho_B g H_{\Gamma}$$

где $\Delta p_{\text{вс}}$ - падение давления во всасывающем трубопроводе от резервуара градирни до насоса; $\Delta p_{\text{наг}}$ - то же в нагнетательном трубопроводе от насоса до градирни; H_{Γ} - геометрическая высота подъема воды, равная высоте градирни от уровня земли (см. приложение 2); $\Delta p_{\text{ф}}$ - падение давления в форсунках водораспределителя градирни, равное $25 \dots 30$ кПа.

По значениям общего объемного расхода воды и полного давления подбираются центробежные насосы консольного типа (приложение 4). Устанавливается не менее трех насосов, один из которых является резервным. Для проверки возможности использования комплект-

ного электродвигателя насоса рассчитывается потребная мощность электродвигателя

$$V_{\text{н}} = \frac{V_{\text{в}} \rho_{\text{н}}}{(\eta_{\text{н}} \eta_{\text{эд}} n_{\text{н}})},$$

где $n_{\text{н}}$ - число рабочих насосов; $\eta_{\text{н}}$ - КПД насоса (см. приложение 4); $\eta_{\text{эд}}$ - КПД электродвигателя, равный 0,8...0,9.

Вопросы для самопроверки

1. Назовите области применения оборотной системы водоснабжения.

2. Перечислите основные особенности работы оборотного водоснабжения по сравнению с прямоточным.

3. Что такое предел недоохлаждения и коэффициент эффективности атмосферного водоохлаждающего устройства? Для каких охлаждающих устройств эти показатели имеют наилучшее значение?

4. Приведите основные типы охладительных устройств при оборотной системе водоснабжения.

5. В чем заключается расчет водохранилищ-охладителей?

6. Приведите классификацию градирен по конструктивному исполнению и характеру стекания воды.

7. Изобразите схему циркуляции воды при охлаждении ее в градирне.

8. Объясните принцип действия брызгальной установки

1.1. Параметры атмосферного воздуха

Параметры										
	Волгоград	Калинин	Самара	Санкт-Петербург	Москва	Одесса	Орск	Рига	Рязань	Саратов
$t_{жс}, ^\circ\text{C}$	24,2	18,3	20,6	17,7	15,8	22,2	21,4	18,0	19,2	21,5
$t_{max}, ^\circ\text{C}$	30,2	23,9	26,3	22,1	23,8	26,9	28,4	22,7	24,4	27,3
$q_{жс}, \%$	40	58	46	59	50	58	54	61	56	42

1.2. Стальные бесшовные трубы

Условный проход d_y , мм	Наружный диаметр и толщина стенки $d_n \times \delta_c$, мм	Номинальный внутренний диаметр d_B , мм	Сечение по внутреннему диаметру f , м ²	ГОСТ
100	108 × 4	100	0,00785	8723-58
125	133 × 4	125	0,0122	550-58
150	159 × 4,5	150	0,0177	»
200	219 × 7	205	0,0329	»
250	273 × 7	259	0,0528	»
300	325 × 9	307	0,074	»
350	377 × 9	359	0,101	»
400	426 × 10	406	0,129	»
450	480 × 12	456	0,163	»
500	530 × 14	502	0,198	8732-58

1.3. Характеристики вентиляторных градирен (конструкция Союзводоканалпроект)

Количество секций	Расположение вентилятора	Тепловой поток при $\Delta t_{\text{в}}=5\text{K}$, кВт	Фронтальное сечение $F_{\text{ф}}, \text{м}^2$	Расход воздуха $V_r, \text{м}^3/\text{с}$	Мощность электродвигателя вентиляторов $N_{\text{в}}$ кВт	Габаритные размеры, м	
						Корпуса в плане	высота
2	нижнее	232	4	11,1	2,2	2×2	6,5
4	»	464	8	22,2	4,4	2×4	6,5
6	»	696	12	33,3	6,6	2×6	6,5
2	»	928	16	44,4	6,0	4×4	6,8
3	»	1392	24	66,6	9,0	4×6	6,8
3	Верхнее	1950	48	93,3	30,0	4×12	10,56
4	»	2600	64	124,4	40,0	4×16	10,56
5	»	3250	80	155,6	50,0	4×20	10,56
6	»	3900	96	186,7	60,0	4×24	10,56

1.4. Характеристики центробежных насосов консольного типа

Типо-размер насоса	Подача $V, \text{м}^3/\text{ч}$	Давление p , кПа	Частота вращения n , мин^{-1}	Мощность электродвигателя $N_{\text{эл}}$ кВт	КП Д насоса η_n , %	Диаметр на-трубков, мм	
						Всасывающего $d_{\text{вс}}$	Нагнетательного $d_{\text{на}}$
K45/30	30...54	350...270	2900	7,5	71	80	70
K90/35	65...112	400...275	2900	17	77	100	80
K90/20	60...100	260...190	2900	7,5	73	100	80
K160/30	122...198	365...280	1450	25	75	150	100
K160/20	126...182	225...175	1450	15	80	150	100
K290/30	220...330	330...250	1450	40	82	200	150
K290/18	220...330	200...150	1450	22	83	200	150

1.5. Среднее расходы воздуха различными потребителями

№	Потребитель	Характеристика	Расход воздуха V, м ³ /мин
1	Ковочные или штамповочные молоты	0,5 т	10
2	»	1,5 т	20
3	»	3,0 т	30
4	»	5,0 т	40
5	»	10,0 т	55
6	»	12,0 т	60
7	»	15,0 т	65
8	Молоты клепальные	-	1,5
9	Сверлильные машины	N = 1,0 кВт	0,5
10	Шлифовальные машины	N = 0,2 кВт	1,0
11	Машины для резки металла	N = 1,3 кВт	2,0
12	Винтозавертывающие машины	N = 1,0 кВт	3,0
13	Пескоструйные аппараты	-	2,0

1.6. Средние значение коэффициента одновременности K_0

Количество потребителей	1	2...3	4...6	7..9	10...12	15...20	30
K_0	1	0,9	0,8	0,76	0,68	0,6	0,5

1.7. Поршневые воздушные крейцкопфные компрессоры с прямоугольным расположением цилиндров типа ВП (ГОСТ 23680-79)

Параметры	Марка компрессора				
	ВП2-10/9	ВП2-20/9	ВП5-30/9	ВП-50/9	ВП-100/9
Производительность, м ³ /мин	10	20	30	50	100
Конечное давление, МПа	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Число ступеней сжатия	2	2	2	2	2
Мощность на валу (не более), кВт	60	120	176	290	570
Масса компрессора, кг	1450	3000	5500	9000	18000
Расход масла для смазки цилиндров и сальников, г/ч	50	70	90	115	170
Расход охлаждающей воды для цилиндров и промежуточного воздухоохладителя, л/мин	50	100	150	250	500

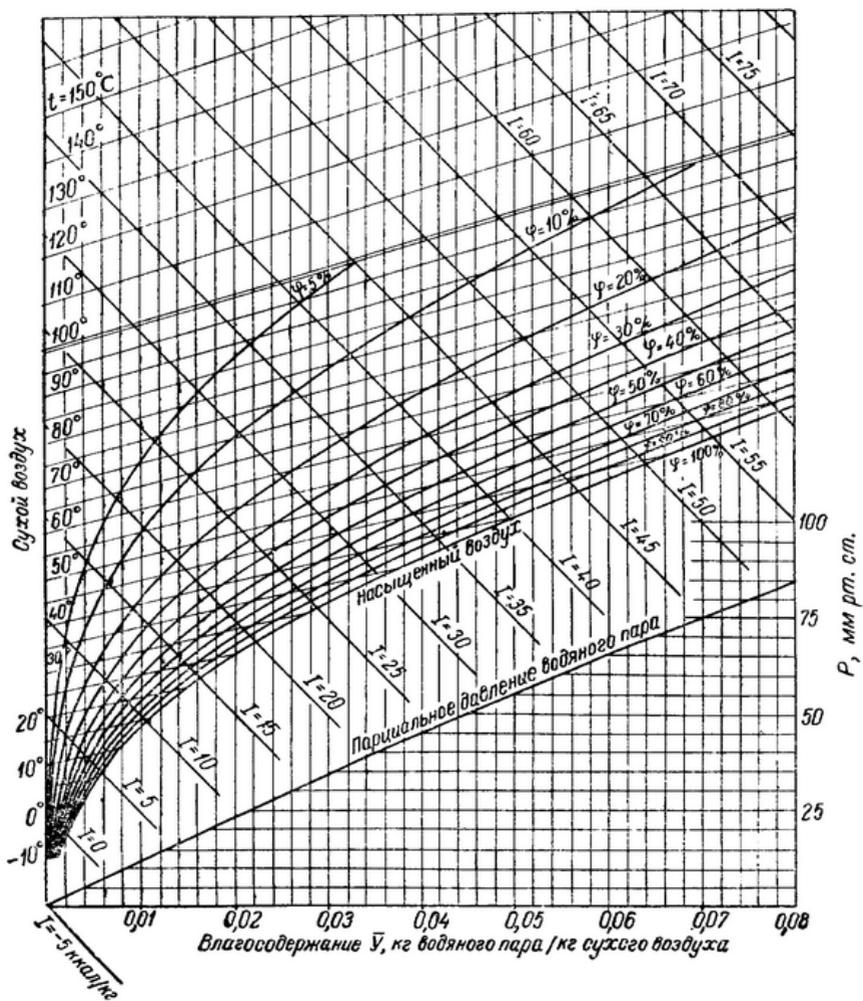


Рис. 11 Диаграмма влажного воздуха $h-d$

Библиографический список

1. Горбачев, В. А. Технологические энергоносители предприятий [Электронный ресурс] : учебное пособие / В. А. Горбачев, Н. А. Лобастов. - СПб. : Горн. ун-т, 2013. - 106 с. - Б. ц.
2. А. В. Пакшин Теплоэнергетические системы промпредприятий [Текст] : рабочая прогр., метод. указания, контрол. работа / сост. А. В. Пакшин. - Л. : СЗПИ, 1990. - 30 с. - Библиогр.: с. 7.
3. Филатов, В. В. Системы производства и распределения энергоносителей промпредприятий [Текст] : учеб. пособие / В. В. Филатов ; М-во высш. и сред. спец. образования РСФСР, СЗПИ. - Л. : СЗПИ, 1990. - 66, [1] с. : рис. - Библиогр.: с. 66 (15 назв.). - (в обл.) :
4. Филатов, В. В. Системы производства и распределения энергоносителей промпредприятий [Текст] : рабочая прогр., метод. указания, задание на контрол. работу / сост. В. В. Филатов. - Л. : СЗПИ, 1989. - 31 с. - (в обл.)
5. Насосы, вентиляторы и компрессоры [Текст] : метод. указания к выполнению лаб. работ / сост.: Г. П. Гибалов, В. В. Филатов. - Л. : СЗПИ, 1985. - 25, [1] с. - Библиогр.: с. 4. –
6. В. В. Филатов. Промышленные тепломассо-обменные процессы и установки [Текст] : рабочая прогр., метод. указания, задания на контрол. работы / сост. В. В. Филатов. - Л. : СЗПИ, 1987. - 36, [1] с. - Библиогр.: с. 7.

Содержание

Методические указания по выполнению практических занятий	3
Практическое занятие № 1. Расчет и выбор основного и вспомогательного оборудования компрессорной станции.....	3
Практическое занятие № 2. Расчет вентиляторной градирни.....	18
Приложение.....	32
Библиографический список.....	37

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ЭНЕРГОНОСИТЕЛИ ПРЕДПРИЯТИЙ

*Методические указания к практическим занятиям
для студентов бакалавриата направления 13.03.01*

Сост. *В.М. Пискунов*

Печатается с оригинал-макета, подготовленного кафедрой
теплотехники и теплоэнергетики

Ответственный за выпуск *В.М. Пискунов*

Лицензия ИД № 06517 от 09.01.2002

Подписано к печати 10.09.2019. Формат 60×84/16.

Усл. печ. л. 2,2. Усл.кр.-отт. 2,2. Уч.-изд.л. 1,8. Тираж 50 экз. Заказ 772. С 272.

Санкт-Петербургский горный университет
РИЦ Санкт-Петербургского горного университета
Адрес университета и РИЦ: 199106 Санкт-Петербург, 21-я линия, 2