

Федеральное агентство по образованию
АМУРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ГОУ ВПО «АмГУ»

УТВЕРЖДАЮ
Зав. кафедрой энергетики
_____ Н.В. Савина
«_____» _____ 2007 г.

ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЕ

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС ПО ДИСЦИПЛИНЕ

для специальности 140211 – «Электроснабжение»

Составитель: Присяжная С.П., профессор, д.т.н.

Благовещенск

2007 г.

Печатается по решению
редакционно-издательского совета
энергетического факультета
Амурского государственного
университета

Присяжная С.П.

Учебно-методический комплекс по дисциплине «Энергоснабжение» для студентов специальности 140211 «Электроснабжение». – Благовещенск: Амурский гос. ун-т, 2007. – 50 с.

Учебно-методический комплекс предназначен для оказания помощи студентам специальности 140211 «Электроснабжение» в изучении дисциплины «Энергоснабжение»: формирования знаний об использовании энергоресурсов, вовлечение в заводские теплотехнологии вторичных энергетических ресурсов и использованию газообразного топлива, а также освоение объемов электро-, тепло- и топливопотребления различными отраслями производства, снабжение водой, паром, сжатым воздухом и производством холода.

© Присяжная Серафима Павловна

© Амурский государственный университет, 2007

АННОТАЦИЯ

В рамках направления (650900) «Электроэнергетика» на кафедре Энергетики реализуется подготовка дипломированного специалиста по специальности 140211. Государственный образовательный стандарт подготовки инженера по специальности 140211 «Электроснабжение» включает изучение дисциплины «Энергоснабжение» в разделе СД 01.Ф.09.

Согласно учебному плану специальности данная дисциплина изучается на четвертом курсе обучения (восьмой семестр), предусмотрены следующие виды занятий и формы контроля:

Лекции	<i>30 часов</i>
Практические занятия	<i>15 часов</i>
Самостоятельная работа	<i>55 часов</i>
Вид итогового контроля	<i>зачет</i>
Всего	<i>100 часов</i>

В настоящем учебно-методическом комплексе приведен краткий конспект лекций, методические рекомендации и методические указания по проведению практических занятий, методические указания по выполнению самостоятельной работы, а также материалы по контролю качества образования (методические указания по организации контроля знаний студентов, критерии оценки знаний студентов и фонды тестовых заданий).

1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ДИСЦИПЛИНЫ, ЕЕ МЕСТО В УЧЕБНОМ ПРОЦЕССЕ

Цель преподавания дисциплины состоит в том, чтобы дать будущим специалистам в области энергоснабжения теоретические знания по квалифицированному использованию энергоресурсов, вовлечение в заводские теплотехнологии вторичных энергетических ресурсов и использование газообразного топлива, а также привить практические навыки проведения максимального энергосбережения, на основе приема и правильного распределения.

Задачи изучения дисциплины – освоение студентами объемов электропотребления, теплотребления и топлива потреблением различными отраслями производств, снабжение водой, паром, сжатым воздухом и производством холода.

В результате изучения дисциплины в соответствии с квалифицированной характеристикой выпускников студенты должны знать:

- Потребление и нормы расхода электроэнергии, твердого топлива и газа, их классификации и схемы распределения на промышленном предприятии;
- Общие принципы и порядок расчета разветвленных и кольцевых систем снабжения газом, водой, паром, сжатым воздухом и систем мазутоснабжения и холодоснабжения;
- Знание теоретических и практических вопросов работы оборудования;
- Предупреждение и ликвидация аварий при сбое работы систем энергоснабжения;
- Осуществлять подбор оборудования, обеспечивающих экономичность производства.

Перечень дисциплин - математика, физика, информатика, общая энергетика.

В данном курсе обобщаются полученные ранее знания по общим математическим и естественно-научным дисциплинам (математика, физика, информатика), общепрофессиональным дисциплинам (общая энергетика). И на базе этого формируются задачи изучения данного курса: квалифицированное использование энергоресурсов обусловлено энергетической политикой и изменения в структуре топливного баланса страны на основе вовлечения в технологии целого ряда энергоносителей: твердого, жидкого, газообразного топлив; использование в заводских технологиях сжатого воздуха, водоснабжения и снабжения холодом.

2. КРАТКИЙ КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

Тема 1

Введение. Системы топливоснабжения промышленных предприятий. Системы газоснабжения.

Теплотехнические и экономические основы производства и распределения энергоносителей. Функции и задачи инженера-энергетика: приема энергоресурсов, правильного распределения, интенсификации процессов топливопотребления, регулирование работы систем, включение и отключение объектов топливоснабжения.

Производство и распределение энергоносителей на промышленных предприятиях требует от специалиста – инженера-энергетика проведения политики максимального энергосбережения. Задачей специалистов энергетических служб является квалифицированное использование энергоресурсов, вовлечение в заводские технологии вторичных энергетических ресурсов и использование газообразного топлива.

Задача приема его и правильного распределения является актуальной и требует особого внимания, так как весомо влияет на энергетическую составляющую себестоимости продукции.

В курсе изучения энергосбережения промышленных предприятий рассмотрены вопросы снабжения водой сжатым воздухом и производства холода.

Центральное место среди энергоносителей занимает кислород.

В последние годы его применение в качестве окислителя в ряде высокотемпературных теплотехнологий позволяет значительно интенсифицировать процесс, снизить расход топлива на единицу продукции и получить горючие вторичные энергетические ресурсы, идущие на смежные производства.

Будет уделено внимание также очистке промышленных выбросов при производстве энергоносителей и энергоснабжении промышленных предприятий.

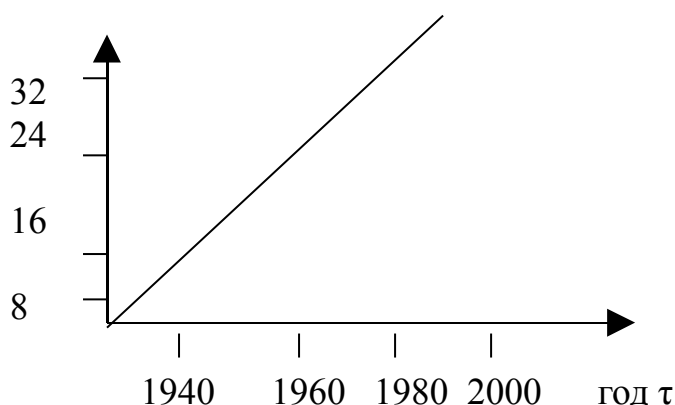
Суммарное потребление органического топлива определяется потребностями потребностями отраслей народного хозяйства и коммунально-бытовых потребителей.

Основными компонентами общего энергопотребления – P могут служить: электропотребление E , теплотребление Q и топливопотребление B . Все составляющие энергопотребления выражаются в единицах массы топлива (условного) $P=E+Q+B$, где

E - электричество, Q - тепло, B - топливо.

Темпы роста электропотребления опережают рост тепло и топливопотребление. Такое положение объясняется ростом электроемкости основных фондов промышленности.

Изменение суммарного мирового энергопотребления P представлено на рис. 1. По прогнозу уровень E энергопотребления к 2000 году достигнет 20...30 млрд т. топлива (условного).



Потребление органического вещества представлено в табл.1.

Таблица № 1

Вид топлива	Топливопотребление за год, млрд тонн топливо (условного)			
	1980	1990	2000	2050
Уголь	5,2	8,9	15	90
Нефть	2,8	3,5	4,0	5
газ	2,0	2,2	25	5

Из таблицы видно, что в 1980 году доля твердого топлива в топливном балансе составляет 50 %. К 2000 году она составляла 70 % и далее – 90 % всего потребления органического топлива. Тенденция к возрастанию доли твердого топлива в топливных балансах большинства стран наблюдается уже сегодня.

Широкое внедрение в промышленное производство газообразного топлива как энергоносителя объясняется его низкой стоимостью. Себестоимость добычи в 10 раз ниже по сравнению с себестоимостью шахтной добычи и в 3...4 – по сравнению с добычей угля открытым способом). Потребление газа при его транспорте к объекту газоснабжения имеют значительную экономию средств.

Классификация газообразных топлив.

Горючие газы подразделяются на естественные и искусственные. Первые в свою очередь делятся на две группы: природные и попутные, а искусственные на три (по способу их получения): газы сухой перегонки, газификации и сжижения.

По запасам природного газа Россия занимает первое место в мире. Основные запасы данного вида топлива сосредоточены в следующих газовых и газоконденсатных месторождениях: уренгойском, Заполярном, Медвежьем, Ямбургском и др. Добыча природного газа составляет величину порядка 600-640 млрд м³ в год.

Распределение природного газа на промышленном предприятии.

Газоснабжение промышленных предприятий может осуществляться как от индивидуального газопровода, идущего от ГРС, так и от городского. Газовые сети по уровню давления в них классифицируются на газопроводы низкого (до

5 кПа), среднего (5-300 кПа) и высокого давления более 300 кПа). Различают две ступени высокого давления: 300...600 и 600...1200 кПа.

По конструктивному исполнению и степени надежности обеспечения газом объекта газоснабжения газопроводы делятся на: тупиковые, разветвленные и кольцевые.

Рис. 1.4. Схема тупикового разветвленного газопровода с центральным ГРП.

- 1- городской газопровод; 2 - конденсатоотводчик; 3 - отключающая задвижка с компенсатором; 5 - центральный газораспределительный пункт обеспечивает снижение и регулирование и давления газа, поступающего по всем объектам газоснабжения – (6,9,10). Цехи 6 и 10 оборудованы внутрицеховым и индивидуальным – 11 ГРП для дополнительного изменения ступени давления. Газопровод -8-обеспечивает продувку всей системы.

Наряду с межцеховым на предприятии имеются газопроводы для обвязки теплотехнологического оборудования. При проектировании обвязочных газопроводов их схему определяют по виду используемой арматуры, типам газогорелочных устройств и уровню давления газообразного топлива.

Рис. 1.5. Обвязочный газопровод.

- 1- технологическая зона огнетехнической до установки, отапливаемой газом; 2 - газогорелочное устройство; 3 - рабочее отключающее устройство; 4 - манометр показывающий; 5 - кран на трубопроводе безопасности; 6 - главное отключающее устройство; 7 - отключающее от цехового газопровода устройство; 8 - трубопровод безопасности; 9 - свеча безопасности; 10 - продувная свеча; 11 - кран на продувном газопроводе; 12 - кран для отбора проб газа; 13 - кран запальника; 14 - линия запальника.

Элементы межцехового газопровода.

Газорегулирующие пункты. (ГРП)

Основным назначением ГРП промышленного предприятия является снижение давления газа до требуемого значения и поддержания его при изменениях давления в магистральном газопроводе или городских сетях, а также изменении потребления газа объектом газоснабжения (цехами) ГРП (рис.1.6) производится также дополнительная очистка горючего от пыли, измерение его расхода и параметров (температуры и давления).

ГРП выполняет также дополнительные функции: отсечку газа (срабатывание предохранительно запорного крана ПЗК) и его сброс в атмосферу при кратковременном повышении давления газа за регулятором давления (РД) срабатывание предохранительно-спускного клапана (ПСК). При повышении давления газа за РД вначале срабатывает ПСК и, если РД не справляется и далее с регулированием, то срабатывает ПЗК, и объект газоснабжения отключается от внешнего газопровода.

Рис. 1.6. Схема ГРП газопровода завода с 2-мя регулирующими нитками.

- 1 - газопровод со стороны городских сетей; 2,3- показывающие манометр и термометр соответственно; 4- отбор газа к отопительной котельной;

5- продувочная свеча; 6- основная задвижка; 7-щитовой записывающий расходомер; 8- отключающая задвижка; 9- фильтр для дополнительного улавливания; 10- предохранительный запорный кран (ПЗК); 11 - РД
 12 - задвижка регулирующая; 13 и 14 – отключающие задвижки;
 15 – отбор газа для коммунально-бытовых целей; 16 – предохранительный сбросной клапан; 17- продувочная линия; 18 и 19 соответственно щитовые приборы для записи давления и температуры.
 20 газопровод к городским сетям.

Рассмотрим последовательность установки оборудования ГРП.

Вначале со стороны ввода устанавливается общая задвижка и измерительная диафрагма. Затем газопровод разделяется на несколько самостоятельных линий (в данном случае 2 линии РД), число которых определяется максимальной и минимальной часовой производительностью промышленного предприятия (по газу) и типоразмером используемых на ГРП регуляторов давления. В линиях последовательно устанавливают фильтр, ПЗК, РД, задвижку. Сбросной клапан устанавливают на общей линии. За РД устанавливают записывающие приборы для контроля температуры и давления газа на низкой стороне (ГРП). Отбор горючего газа для промплощадки выполняют на входе в ГРП. Для коммунально-бытовых целей газ отбирается на низкой стороне ГРП за общей отключающей задвижкой.

Дополнительная очистка природного газа, поступающего на завод из городского газопровода от механических примесей, производится фильтрами. Наиболее распространены волосяные фильтры с диаметром штуцера 50...30.

Для контроля сопротивления фильтра и оценки его загрязнения параллельно ему включается дифференциальный манометр. Чистый волосяной фильтр имеет сопротивление 4...6 кПа и подлежит замене или очистке при повышении сопротивления до 10 кПа.

Фактическое сопротивление чистого фильтра может быть также подсчитано заранее по формуле:

$$\Delta P_{\phi} = (\Delta P_{\phi})_n \left(\frac{V}{V_n} \right)^2 \times \frac{\rho_o}{(\rho_o)_n} \times \frac{(P_n \phi)_n}{P_n \phi},$$

где $(\Delta P_{\phi})_n$ – сопротивление фильтра по паспортным данным, кПа.

v – фактический расход газа через фильтр, м³/сек.

V_n – производительность фильтра, соответствующая $(\Delta P_{\phi})_n$, м³/сек.

ρ и $(\rho_o)_n$ – фактическая и принятая по паспортной плотности горючего газа, кг/м³

$(P_{п.ф.})_n$ и $P_{п.ф.}$ – паспортное и фактическое значение давления за фильтром:

$$(P_{п.ф.})_n = P_n - (\Delta P_{\phi})_n = P_n - 6; P_{п.ф.} = P_n - \Delta P_{\phi}$$

ПЗК устанавливают на ГРП для отключения объекта газоснабжения от сети на случай изменения давления за РД в ту или иную сторону.

Сверхнормативное изменение давления газа перед горелками огнетехнических установок может привести к срыву пламени или его проскоку в горелку. Также при значительном повышении давления за РД может произойти разрушение газопровода на стороне низкого давления.

Широко применяют РД РДУК- 2 - (регулятор давления унифицированный системы Казанцева).

Для определения фактического расхода газа через РД можно воспользоваться выражением:

$$V=V_n \sqrt{\frac{\Delta p}{(\Delta p)_n} \times \frac{(\rho_0)^n}{\rho_0} \times \frac{P_2}{(P_2)_n}}, \text{ где}$$

V_n – паспортный расход газа через регулятор, м³/с;

Δp - фактический перепад давления на (регул. давления РД) $\Delta p=P_1-P_2$
($P_1=P_n - \Delta P_f$), кПа, P_2 - давление за РД, кПа.

$(P_2)_n$ – паспортное давление за РД, кПа.

Тема 2

Расчет газопровода.

Общие принципы и порядок расчета разветвленных газопроводов. Определение потерь давления в газопроводах. Гидравлический расчет газовых сетей. Потребление и нормы расхода газа. Системы мазутоснабжения промышленных предприятий.

Исходными данными для расчета служат:

- вид и сорт горючего газа;
- параметры на стороне высокого давления ГРП;
- ситуационный план с размещением объектов газоснабжения (цехов).
- характеристика объектов газоснабжения (давление и расходы газа).
- сменность работы отдельных технологий и др.

К главным работам следует относить выбор давления в межцеховом газопроводе и размещения ГРП, а также способа прокладки сети.

Выбор давления определяется технологией производства, реализуемой в цехах и характеристикой горелочных устройств огнетехнических установок.

Вопрос о размещении ГРП является сложным и требует экономического сравнения вариантов, цеховых ГРП и центральных в непосредственной близости от городского или магистрального газопровода.

После решения вопросов трассировки заводского газопровода, размещения ГРП и выбора давления, оценивают диаметры каждого из расчетных участков, исходя из расчетного (максимально возможного) объема газа, проходящего через каждый участок и допустимых значений потерь давлений, т.е. выполняет гидравлический расчет.

Минимальное давление перед горелками принимается следующим: (для ступени низкого давления)

- для природных газов- 2 кПа;
- для искусственных -1,3 кПа;
- для сжиженных 3 кПа.

Суммарно допустимые потери на трассе межцехового газопровода до РД рекомендуется принимать $(0,4- 0,5) \times 2$ кПа.

Если межцеховой газопровод среднего давления, то суммарно допустимые потери ОTRД до наиболее удаленного ввода (цехов) $(0,1-0,15) \times 30$ кПа; 30 кПа – номинальное давление в обвязке газопровода.

Соблюдение допустимых значений суммарных потерь возможно правильном выборе скорости газа на участках межцехового газопровода.

Для газопроводов низкого давления

15-30 м/с – для природного газа

18-20 – для коксового;

14-16 – для доменного.

Для газопроводов высокого давления 30...100 м/с.

Из устойчивости регулирования давления газа до и после РД $\frac{P_1}{P_2} = 1,7...2$.

При движении горючего газа в газопроводе наблюдается снижение его давления вследствие потерь на трение $\Delta P_{тр}$ и наличие местных сопротивлений $\Delta P_{м}$.

Принимают, что поток газа представляет собой изотермическую, квазистационарную идеальную систему. Изменение давления, связанное с преодолением сил трения, возникающих при движении

$$dp = -\lambda \frac{dx}{D} \rho \frac{W^2}{2}; P = -\rho RT$$

λ - безразличный коэффициент, принимает разное значение для различных режимов движения газа, ламинарного, переходного, турбулентного.

Решая дифференциальное уравнение, получим:

$$P_1^2 - P_2^2 = 1,62\lambda \frac{V_0^2}{D^5} \rho \leq 1:2 \text{ МПа}$$

При более высоких давлениях газа в газопроводе наблюдается отклонение его свойств от свойств идеального газа и вводится коэффициент сжимаемости $Z=Z_1, Z_2=0,3- \dots$,

$$\text{Тогда } P_1^2 - P_2^2 = 1,62\lambda \frac{V_0^2}{D^5} \rho_0 \rho_0 l z$$

Для газопроводов низкого давления данное равенство запишется как $P_1 - P_2 = 0,81 \lambda \frac{V_0^2}{D^5} \rho_0 l$

Здесь $P_1^2 - P_2^2 = 2(P_1 - P_2)(P_1 + P_2)/2$, а при низком давлении $(P_1 + P_2)/2 \approx p_0 \approx 1$; $p_1^2 - p_2^2 = 2$.

Коэффициент λ , входящий в выражения принимает следующие значения для различных режимов движения газа:

- ламинарного ($Re \leq 2000$) $\lambda = \frac{64}{Re}$

- переходного ($2000 < Re \leq 4000$) $\lambda = 0,0025 \sqrt[3]{Re}$

- турбулентного ($Re > 4000$) $\lambda = 0,11 \left(\frac{k_3}{D} + \frac{68,5}{Re} \right)$

$k_3 = 0,1 \times 10^{-3} \text{ м}$

Удельные потери давления $h = (p_1 - p_2)/l$ вычисляются по вышеприведенным формулам и для газопроводов низкого давления

$$H = 0,81 \lambda \frac{v_0^2}{D^5} \rho_0$$

При расчете газопровода потери давления Δp м можно выразить через эквивалентную длину прямого участка того же газопровода, потеря давления в котором равны потерям давления на местных сопротивлениях.

$$\Delta p_M = \sum_{i=1}^n \xi \frac{w^2}{2} \rho = \lambda \frac{l_{\text{э}}}{D} \rho$$

$l_{\text{э}}$ – эквивалентная длина прямого участка

$$l_{\text{э}} = \sum_{i=1}^n E \frac{D}{\lambda} \quad E - \text{коэффициент местных потерь}$$

Суммарную потерю давления на i -м участке можно найти по формуле

$$\Delta p = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_M (\text{местное сопротивление})$$

Значения коэффициентов местных потерь приведены в таблице 2.2.1.

Значения ($l_{\text{э}}$ – эквивалент длины) для газопроводов среднего и высокого давления приведены в таблице 2.2.2. A – изменение давления на длине l .

Значения $A = (p_1^2 - p_2^2)/l$ для каждого расчетного участка находят по номограммам, приведенным на рис. 1.15, 1.16, 1.17.

2.3. Целью расчета газовой сети является определение оптимальных диаметров труб все ее расчетных участков и вычисления потерь давления в них.

Для этого нужно знать расчетные расходы на этих участках. Для сети, подлежащей расчету, всегда известны ее конфигурация, а также длины участков от отбора горючего газа в узлах.

При наличии одного ГРП и отсутствии нефиксированных отборов подача газа от ГРП запишется как сумма фиксированных отборов. $V = \sum_{i=1}^6 V$ (см. рис.)

Для нахождения расходов газа v_{i-k} в участках кольцевой сети могут быть использованы уравнения первого закона Кирхговера, выражающие баланс расходов, а в точках 1 и 6 узловые уравнения.

$$\sum (v_{i-k} + V_i) = 0 \quad i, k - \text{номера узлов}$$

При расчетах по данной формуле расходы, приходящие к узлу, условно считаются положительными, а исходящие из него (включая сосредоточенный отбор) – отрицательными. Число уравнений для таких условий питания узлов сети будет $m - 1$, где m – число узлов сети.

Для участков кольцевого газопровода, схема которого приведена на рис. 2.3.1 можно записать следующую систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} V - \sum_{i=1}^6 V_i &= 0 \\ v_{1-2} - V_2 - v_{2-3} &= 0 \\ v_{2-3} + v_{4-3} - V_3 &= 0 \\ v_{1-4} + v_{4-3} - v_{4-5} - V_4 &= 0 \\ v_{4-5} + v_{6-5} - V_5 &= 0 \\ v_{1-6} - V_6 - v_{6-5} &= 0 \end{aligned} \right\}$$

Решение системы уравнений позволяет определить расходы газа в каждом элементе сети, а следовательно, с использованием условия:

$$\left(\sum \Delta P_{i-k} \right)_I = \left(\sum \Delta_{i-k} \right)_{II} = 0$$

и потери давления.

В число исходных данных предшествующих расчету заводского газопровода, входят расчетные годовые расходы газа производственными потребителями, $V_{пр}$, м³/год, коммунально-бытовыми потребителями $V_{к/б}$, м³/год, на отопление $V_{птэс}$ м³/год, и суммарное расчетное годовое потребление объектом газоснабжения

$$\sum V = \sum V_{пр} + V_{к/б} + V_{птэс}, \text{ м}^3 / \text{год}$$

И, если годовая производственная нагрузка $\sum V_{пр i}$ распределяется равномерно по месяцам года, то это нельзя сказать о коммунально-бытовой и отопительной нагрузке (таблица 2.3.).

Потребление и нормы расхода газа различают следующие виды потребления газа:

- бытовое (приготовление пищи и горячей водой)
- коммунальное (на отопление и вентиляцию общественных зданий)
- промышленное (обеспечение технологического процесса).

Годовой расход газа объектами промышленного газоснабжения находится с учетом норм расходов теплоты на выработку единицы определенной промышленной продукции и годовой программы ее выпуска

$$V_{год} = q\Pi/Q^p_n$$

В таблице 2. приведены удельные нормы расхода теплоты на производстве ряда видов промышленной продукции.

Расчетно-часовой расчет газа находится как доля годового расхода

$$V_p = K_{MAX} V_{год}$$

Неравномерность потребления газа объектом требует графика потребления газа.

Различают часовую, суточную, сезонную неравномерности потребления, определяемую видом потребителя (к.б. предприятия, промышленного потребления и т.п.).

Для покрытия часовой неравномерности газопотребления используют газгольдерную способность кольцевого участка магистрального газопровода.

Часовая неравномерность – Кч.н. в квартирах

$$\text{Без отопления} - 1,6 - 1,2$$

В банях – 1,65
 Прачечных – 2,25
 На предприятиях к/б и культурн. обслуж. –

2,62

Все стальные подземные газопроводы защищают от химической и электрической коррозии. Величина коррозии зависит от степени коррозионности грунтов – 5 степеней

1	Весьма высокая		до 5 Ом*м	(торфяные, засор. Богатые чернозем. грунты)
2	Высокая	удельн. сопротивление грунта	5...10 Ом*м	---**---
3	Повышенная	---**---	10...20 Ом*м	---**---
4	Средняя	---**---	20...100 Ом*м	Глинистые, болотниковые
5	Низкая	---**---	100 Ом*м	Песчаные, глинистые

Различают пассивную и активную защиту от коррозии. Пассивная – покрытие битумное, битумно-резиновое, пластмассовое на заводе-изготовителе труб.

Активная защита – отвод блуждающих электрических токов от защищаемого газопровода и возврат к электрическим установкам.

Жидкое органическое топливо поступает на промышленное предприятие в виде: - мазута, который подразделяется на топливо нефтяное для мартеновских печей (МП-1, МП ВА)

- мазут экспортный (М-09, М-1, М-1,5, М-2, М-2,5)

- мазут (40, 40В, 100 и 100 В)

Важной характеристикой является содержание:

- малосернистый мазут до 0,5% серы

- высокосернистый – от 0,5 до 3,5%

Мазут доставляют ж/д транспортом в цистернах емкостью 50-60,120 т. Для разгрузки сооружают специальные сливные эстакады.

Мазут сливается в самотечный обогревательный желоб и далее поступает в специальные емкости для хранения.

Мазут М-40 застывает при температуре +10°С, а М-100 при +25°С. Поэтому перед сливом емкость с мазутом разогревают водяным паром при р=0,5 - 1,1 МПа с температурой разогрева 40°С. Длительность слива – 2-6 часов, а зимой до 10. При разогреве мазут сильно обводняется, поэтому необходимо обезвоживание пути отстоя в течение 10...12 часов.

Тема 3

Системы производственного водоснабжения.

Основные направления использования воды на промышленном предприятии и определения ее потребности, график водопотребления отдельными технологиями, нормы расхода воды. Сети водоснабжения. Элементы систем производственного водоснабжения. Требования к качеству воды. Обработка воды в системах производственного водоснабжения. Характеристика испарительных охладителей, Способы умягчения технической воды, удаление железа и растворенных газов.

На основе прогноза народному хозяйству страны к 2007 г. потребуется свыше 7600 км³/ год, большая часть которой будет использована на разведение стоков воды до П (предельно) Д (допустимой) К (концентрации) примесей. Ресурсы устойчивого годового стока рек составляют 2400 км³/ год.

Таблица 12.1

ПДК вредных ингредиентов санитарно-бытового водоснабжения.

Ингредиент	ПДК мг/л	Ингредиент	ПДК мг/л
фтор	1.0	бензин	1.0
хром :		свинец	0.1
-3 ^х валентный	0.5	ртуть	0.005
-6 ^{ти} валентный	0.1	мышьяк	0.05
фенол	0.01	цианиды	0.1
сероуглерод	1.0	цинк	1.0
нефть и нефте-	0.3	медь	0.1
продукты	0.1	никель	0.1
нефть многосер-	0.1	титан	0.1
нистая		кислород	6
керосин			

Заводские системы водоснабжения подразделяются на три группы:

- хозяйственно-питьевые
- производственные
- противопожарные

Потери воды восполняются (аварийными скважинами, паводковыми водами, водами накапливаемые в водохранилищах и т.п.)

Расчетные среднесуточные расходы воды на хозяйственно-питьевые нужды по предприятию определяют в соответствии с данными таблицы

Значения хозяйственно-питьевого водоснабжения

Степень благоустройства работающих на промышленном предприятии	Среднесуточная норма хозяйственно-питьевого потребления на 1 человека м ³ /
Здания, оборудованные внутренним водопроводом, канализацией и душевыми (без ванн)	0.125 ... 0.160
То же, но с ванными комнатами и местными водонагревателями	0.160 ... 0.230
То же, с централизованным горячим водоснабжением	0.230 ... 0.350

Режимы водопотребления производственными технологиями завода задаются картами технологических процессов и отдельных переходов. Строится график водопотребления отдельными цеховыми технологиями и определяется наибольшие часовые расходы позволяют найти : -) V_i^{\max} и V_i^{\min} – часовых расходов; -) и в течение суток; -) общее водопотребление в течение суток

$$\sum V_i^{\max} \text{ и } \sum V_i^{\min}$$

Нормирование воды на пожаротушение регламентируется СНиП-II-31-74

**Нормы расхода воды на пожаротушение при ширине зданий до 60 м.
(есть и более 60м.)**

Степень огнестойкости зданий	Категория производства по пожарной опасности	Расход воды на наружное пожаротушение при объеме зданий тыс. м ³ . (на один пожар) м ³ /с.						
		до 3	3 ... 5	5 ... 20	20 ... 50	50 ... 200	200 ... 400	> 400
I II	Г, Д	0,01	0,01	0,01	0,01	0,015	0,02	0,025
I II	А, Б, В	0,01	0,01	0,015	0,02	0,03	0,035	0,04
III	Г, Д	0,01	0,01	0,015	0,025	-	-	-
III	В	0,01	0,015	0,02	0,03	-	-	-
IV,V	Г, Д	0,01	0,01	0,01	0,01	-	-	-

		01	,015	,02	,03			
IV,V	B	0, 015	0 ,02	0 ,025	0 ,04	-	-	-

Системы производственного водоснабжения представляют собой комплекс взаимосвязанных сооружений, предназначенных для обеспечения объекта водоснабжения водой. Она включает: водозаборные сооружения, насосные станции – поддерживающие необходимое давление и расход в водопроводных трубах и обеспечивающие транспорт воды к отдельным потребителям сооружения для доработки и очистки воды, улучшающие качество отбираемой природной воды в водопроводы и водопроводные сети. Включает так же регулирующие ёмкости и очистные сооружения. Расположение основных сооружений системы водоснабжения завода показано на рис.12.2 (а).

В городах обычно устраивают единый хозяйственно-противопожарный водопровод. Для крупных промышленных предприятий устраивают самостоятельные водопроводы.

Основным способом обеспечения требуемой надежности системы водоснабжения является резервирование путем введения избыточных элементов (метод структурного резервирования) (рис.12.2 б). При этом чем выше кратность резервирования $k = m/n$, тем выше надежность системы. По условию надежности следует различить: тупиковые, разветвленные и кольцевые водопроводы (рис.12.2 в).

При расчете сетей заводского водоснабжения проводят конструкторский и проверочный расчеты. При конструкторском расчете на каждом участке определяют выгодный диаметр труб и потери напора в них, а при проверочном по имеющимся значениям диаметров труб находят расходы на каждом участке разветвленной или кольцевой сети.

Для нахождения расхода воды $v_{i-k} - V_i$, на участке сети используют I закон Кирхгофа, выражающий баланс расхода в узлах,

$$\sum v_{i-k} + V_i = 0$$

i и k – номера узлов, V_i - величина отбора в i –м узле. Управление может быть записано для каждой узловой точки разветвленной сети.

$$\sum v_{i-k} + V_1 = 0$$

$$\sum v_{i-k} + V_2 = 0$$

.....

$$\sum v_{i-k} + V_n = 0$$

Подставив значение V_i , заданные по условию для каждого узла и решив систему определим численные значения расходов v_{i-k} на каждом участке разветвленной сети, что в свою очередь позволяет рассчитать диаметры труб на участке.

Значения расходов воды на отдельных участках кольцевых сетей должны удовлетворять и первому и второму законам Кирхгофа:

$$\left(\sum_{i=1}^n S_{i-k} v_{i-k} \right) j = 0$$

j -порядковый номер кольца;

n- общее число колец в сети.

По надежности водоснабжения все потребители воды (технической) подразделяются на три категории:

I. Водоводы пожаротушения, ТЭЦ, газоочистка и др.

II. Цехи прокатного, кузнечного производства, кислородные, термические, компрессорные станции.

III. Вспомогательные производства.

Напор воды (МПа) изменяется от 0,15...0,2; 0,2...0,3; 0,3...0,5; 0,6...1,0

Требования к качеству воды и напор полностью диктуются технологией объекта водоснабжения. Использование жесткой воды в производственных целях во многих случаях не допускается, так как она связана с рядом нежелательных последствий (не допускается жесткая вода для питания паровых котлов, промежуточного охлаждения сжатого воздуха и т.д.). Наличие двууглеродистых солей кальция и магния не допускается в системах оборотного водоснабжения.

Требования к качеству технической воды:

Потребитель воды	содержание взвеси, мг/л.	температура, °C	размер взвеси, м.	содержание солей временной жесткости, мг.экв/л.
Холодильники	50-100	30 - 35	$0,5 \times 10^{-6}$	не > 3,0
Воздухоохладители, маслоохладители	40-50	28 - 32	$0,5 \times 10^{-6}$	не > 3,0
Кристаллизаторы	10-30	30 - 40	$0,5 \times 10^{-6}$	0,5 – 1,0
Газоочистка	150	35 - 45	$0,5 \times 10^{-6}$	0,5 - 1,0

В системах оборотного водоснабжения происходит многократное использование части воды, при этом вода нагревается. Снижение температуры технической водой достигается в специальных охлаждающих устройствах (охладителях).

По способу отвода теплоты охладители подразделяются на испарительные и поверхностные (радиаторные).

Испарительные охладители могут быть представлены: прудами-охладителями (водохранилищами) (охладители), брызгальными бассейнами и градирнями башенного и вентиляторного типов.

Пруды и водохранилища – охладители обладают рядом достоинств. Обеспечивают более низкие температуры охлаждения воды в течении года, являются регуляторами поверхностного стока, просты в эксплуатации и могут обеспечить водой оборотное водоснабжение любого завода. Однако создание их сопряжено со значительными капитальными затратами на основное сооружение и на строительство очистных сооружений.

Брызгательные бассейны требуют сравнительно небольших капиталовложений и применяют при небольших расходах технической воды (до 300 м³/ч.). Обладают плохой охлаждающей способностью и допускают большие потери воды.

Башенные градирни используются в системах оборотного водоснабжения с расходами воды до 100×10^3 (м³/ч.). Благодаря организованному движению воздуха обеспечивается устойчивое охлаждение и более низкая температура воды. Недостаток – высокие капитальные затраты.

Вентиляторные градирни обеспечивают наиболее глубокое и стабильное охлаждение технической воды. Затраты на строительство – менее, чем у башенных.

Таблица 12.3.1.

Характеристика испарительных охладителей.

Вид охладителя	max удельная тепловая нагрузка мдж / (м ² час)	рекомендуемый перепад температур воды °C	min разность температур воды и воздуха по смоченному термометру °C
Водохранилища и пруды-охладители	0,876...1,67	5.....10	10.....12
Брызгательные бассейны	29,26.....62,7	5.....10	10.....12
Башенные градирни	250,8.....334,4	5.....12	8.....10
Вентиляторные градирни	334,4.....418	3.....20	4....5

Применение радиаторных охладителей позволяет сократить до минимума потери воды в системе оборотного водоснабжения. Вода не засоряется пылью и солями (минерализация воды). Их применение может быть оправдано невозможностью восполнения потерь воды в системах охлаждения.

Охлаждение воды в испарительных охладителях всегда сопровождается потерями вследствие испарения (снижения температуры воды на $6 \text{ } ^\circ\text{C}$ в системах испарительного охлаждения сопряжено с потерями воды до). Потери воды подсчитываются по формуле:

$$\Delta V = \Delta V_{исп.} + \Delta V_{ун.}$$

$\Delta V_{исп.}$ - доля испарившейся воды, %.

$\Delta V_{ун.}$ - доля уноса с воздухом за пределы охладителя от циркулярного расхода, %.

Величина уноса воды $\Delta V_{ун.}$

Тип охладителя	потери воды $\Delta V_{ун.}$, %	тип охладителя	потери воды $\Delta V_{ун.}$, %
брызгательные бассейны с расходом воды, м ³ /ч.		градирни: открытые и башенные	0,5...1,0
500	2.....3	брызгательные	0,5...1,

>500	1.5....2,0	вентиляторные	0,3....0,5
------	------------	---------------	------------

Значение $\Delta V_{исп.}$ определяется по формуле:

$$\Delta V_{исп.} = k\Delta T$$

k – коэффициент, учитывающий долю теплоотдачи испарением от общего коэффициента теплоотдачи (испарение+конвек.).

ΔT - абсолютная величина перепада температур, $^{\circ}\text{C}$.

Таблица 12.3.3.

Значение коэффициента k :

Сезон года	коэффициент k , %	
	для водохранилищ-охладителей	для брызгательных бассейнов и градирен
лето	0,1....0,13	0,13....0,15
весна и осень	0,08...0,09	0,11...0,12
зима	0,06....0,07	0,09....0,1

В результате испарения в охладителе части воды повышается концентрация минеральных солей CaCO_3 и MgCO_3 , что снижает коэффициент теплоотдачи. Для снижения концентрации минеральных солей производится непрерывная продувка системы и восполнение свежей водой.

Применяют также реагентное умягчение технической воды, разными способами:

Таблица 12.3.4.

Способ	Применяемый реагент
известковый	CaO или Ca(OH)_2
одонатриевый	NaOH
известково-содовый	$\text{CaO} + \text{Na}_2\text{CO}_3$
содово-едконатриевый	$\text{Na}_2\text{CO}_3 + \text{NaOH}$
известково-едконатриевый	$\text{CaO} + \text{NaOH}$
фосфатный	Na_3PO_4
бариевый	BaCO_3 или Na(OH)_2

Для борьбы с биологическим обрастанием применяют обработку воды хлором.

Хлорирование ведется периодически по 30 минут с интервалами 3...12 час дозами 1,5....7,5 мг/л.

При обрастании системы водорослями, воду обрабатывают медным купоросом 2....3 раза в месяц по 1....2 час дозами 4-6 мг/л.

При бактериальном обрастании наряду с обработкой медным купоросом делают хлорирование воды дозами 2 мг/л. при продолжительности 30-40 мин.

12.4. Очистные сооружения выполняют следующие функции:

- устранение нерастворимых примесей и цветности воды;

- удаление из воды катионов Ca и Mg (умягчение воды);
- уничтожение болезнетворных бактерий (обеззараживание воды).

При очистке воды используют следующие методы: флотации, коагулирование, фильтрование, умягчение воды и др.

Флотация – для удаления взвеси используют свойства пузырьков воздуха выносить взвешенные частицы на поверхность жидкости. Для образования пузырьков в 10% воды осветляемой, растворяют под давлением воздух и подают эту воду в остальную. При сбросе давления выделяются мельчайшие пузырьки флотирующие взвесь, удаляемую затем со свободной поверхности специальными скребками.

Коагулирование – различают реагентное коагулирование и электрокоагулирование. Коагулирование делается до фильтрации с целью удаления нерастворимых взвесей, при этом взвешенные частицы образуют хлопья, что упрощает их механическое удаление. При реагентном коагулировании используется сернокислый алюминий $Al_2(SO_4)_3$, железный купорос $FeSO_4$ и хлорное железо $FeCl_3$. Далее протекает обмен катионов.

Скоростное фильтрование – применяется для осветления мутных и цветных вод после коагулирования при реагентном умягчении, обезжелезивании и др. Для его обеспечения требуется достижение скорости воды 2...15 м/ч. при прохождении через фильтрующийся слой, а в ряде случаев до 25...50 и даже 100 м/ч. (скоростные фильтры системы Никифорова Г.Н.) Фильтрующий материал – песок, гравий, антрацит, керамзит, полимерные материалы.

Умягчение воды. Широкое распространение получили следующие методы:

1. Реагентный, сущность которого состоит в связывании ионов Ca и Mg химическими веществами в малорастворимые соединения – карбонат Ca – $Ca(HCO_3)_2$ и гидроксид Mg – $Mg(OH)_2$.
2. Катионитный – способность ионообменных материалов (катионов) замещать катионы Ca и Mg катионами Na и водорода.
3. Диалезный – протекающий на мембранах. Жесткая вода движется с одной стороны мембраны, а рассол NaCl с другой, при этом ионы Na мигрируют в воду, а ионы Ca или Mg из жесткой воды в рассол.

Удаление железа. Для окисления двухвалентного железа в трехвалентное, задерживаемое фильтром в виде гидрата и его оксида, воду обогащают кислородом, доводя его содержание до 0,6...0,9 мг/г. двухвалентного железа.

Удаление растворенных газов – дегазация воды – удаляют O_2 , CO_2 и H_2S - сероводород. Удаление кислорода – обескислороживание воды достигается введением сульфида натрия Na_2SO_3 . Удаление сероводорода достигается обработкой воды хлором.

Тема 4

Системы производства и распределения сжатого воздуха на промышленном предприятии.

Общие сведения, компрессорные станции, объекты воздухообеспечения. Компрессоры, классификация, индикаторные диаграммы работы. Конструкции и расчет поршневых компрессоров, пример расчета многоступенчатого компрессора. Центробежные компрессоры.

Технологии промышленных производств расходуют значительные суммы сжатого воздуха. Потребление этого энергоносителя, зависит от характера производства и вида технологии (для получения 1 т чугуна требуется в среднем 300 м³ сжатого воздуха).

Для получения сжатого воздуха строятся компрессорные станции. Где в качестве основного оборудования используются поршневые, центробежные и осевые компрессоры требуемой производительности.

Объекты воздухообеспечения (цехи) получают сжатый воздух из наземного тупикового разветвленного воздухопровода давлением 0,6...0,8 МПа (для привода пневмоинструмента и технологической оснастки) или 0,32 – 0,45 МПа (для машиностроительных, автотракторных и металлургических машинных технологий). Применяемые для получения сжатого воздуха машины характеризуются подачей – V (м³/с) и степенью повышения давления E .

Подача (производительность) компрессора подсчитывается по формуле

$$V = \lambda V_T$$

где λ – коэффициент подачи, учитывающий снижение производительности машины в реальном процессе,

V_T – теоретическая подача, м³/с

Коэффициент подачи λ находится по формуле:

$$\lambda = \eta_v \eta_p \eta_t \eta_w \eta_n$$

η_v – объемный КПД компрессора, характеризующий снижение подачи вследствие неполного заполнения цилиндра или межлопаточного пространства. Для поршневого компрессора $\eta_v = 0,7...0,9$.

η_p – учитывает снижение подачи вследствие сопротивления в воздухопроводе, фильтре, влагоотделителе. $\eta_p = 0,8...0,95$.

η_t – учитывает снижение подачи машины вследствие нагрева, поступающего в компрессор воздуха за счет контакта с горячими металлическими стенками. $\eta_t = 0,9...0,95$.

η_w – учитывает снижение подачи вследствие влажности засасываемого воздуха. $\eta_w = 0,98...0,99$.

η_n – учитывает влияние утечек и перетоков и перетоков воздуха. $\eta_n = 0,95...0,98$.

Степень повышения давления представляет собой отношение давлений P_2 и P_1 на нагнетании и всасывании соответственно. Используемые нагнетатели воздуха классифицируются по значению степени повышения давления E и принципу действия.

- 1) Если $E < 1,15$ машины для сжатия воздуха классифицируются как вентиляторы.
- 2) Если $E > 1,5$ – как нагнетатели, причем, если имеется охлаждение воздуха при его сжатии, то нагнетатель называется компрес-

сором, а без охлаждения – воздуходувкой. По принципу действия компрессоры подразделяются на поршневые и роторные, а также центробежные и осевые (лопастные).

Большую группу составляют струйные нагнетатели.

- 1) Поршневые компрессоры используются при производительности $< 10 \text{ м}^3/\text{с}$ и $P = 0,25 \text{ МПа}$.
- 2) Центробежные способны обеспечить подачу воздуха $< 10 \text{ м}^3/\text{с}$ при $P = 0,6 \text{ МПа}$.
- 3) Осевые создают большую единичную производительность до $3000 \text{ м}^3/\text{с}$ и способны создавать давление воздуха до 2 МПа .

13.2. Поршневые компрессоры по конечному давлению p_2 классифицируются:

- низкого ($P_2 < 0,2 \text{ МПа}$)
- среднего ($P_2 = 0,25 \dots 10 \text{ МПа}$)
- высокого ($P_2 > 10 \text{ МПа}$).

Индикаторная диаграмма одноступенчатого поршневого компрессора одностороннего действия может быть представлена на рис.13.2.

1 – 2 – сжатие воздуха

2 – 3 – выталкивание

3 – 4 – расширение воздуха, оставшегося

в цилиндре

4 – 1 – всасывание свежей порции воздуха

ха

Рис. 13.2 Индикаторная диаграмма

поршневого компрессора

- вредное пространство

Сжатие воздуха до давления P_2 может быть выполнено

- по изотерме
- по адиабате
- или политропе

Для охлаждения пропускают воду через рубашку.

Основным условием является минимум затрат энергии на сжатие:

$$E = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}}$$

E- степень повышения давления в ступени;

n – число ступеней.

13.3. Для каждой ступени сжатия записываем выражение:

$$1) \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{m}{m-1}}$$

P_1 - давление входа;

P_2 - давление выхода.

2) количество затраченной энергии (индикаторная мощность) в ступени компрессора

$$3) W_k = \frac{m}{m-1} P_1 V \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$$

P_1, P_2 – начальное и конечное давление воздуха в ступени.

V - производительность компрессора

3) Мощность на валу компрессора

$$N_B = \frac{W_k}{\eta_{\text{мех}}}; \quad \eta_{\text{мех}} = 0,8 \dots 0,95$$

4) мощность электрического привода:

$$N_{\text{эл.}} = \frac{N_B}{\eta_{\text{муфта}} \times \eta_{\text{эл.двигателя}}}$$

$$\eta_{\text{м.с.}} \times \eta_{\text{эл.дв-ля}} = (1,2 \dots 1,3)^{-1}$$

5) количество теплоты, отводимой при охлаждении каждого цилиндра ступени

$$Q = \Delta U + W, \text{ где}$$

ΔU – изменение внутренней энергии;

W - работа политропного сжатия.

6) Изменение внутренней энергии:

$$\Delta U = G C_m (T_2 - T_1)$$

G -масса засасываемого воздуха;

C_m – массовая изохорная теплоемкость воздуха;

T_2, T_1 – температура воздуха на входе и выходе;

7) Работа политропного сжатия;

$$W = \frac{P_1 V}{m-1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} \right]$$

8) Количество теплоты, отнятое в промежуточном охладителе:

$$Q_{\text{охл.}} = -G C_m (T_{\text{нач}} - T_{\text{кон.}})$$

9) Общее количество отведенной от компрессора теплоты:

$$\Sigma Q = nQ + (n-1) Q_{\text{охл.}}$$

n - общее число ступеней компрессора.

Пример:

Произвести расчет поршневого компрессора одностороннего действия производительностью $90 \text{ м}^3/\text{час}$. Начальные параметры воздуха, поступающего в компрессор $P_1 = 0,1 \text{ МПа}$ и $T_1 = 17^\circ\text{C}$. Конечное давление $P_2 = 6 \text{ МПа}$, $E = \frac{6}{0,1} = 60$

$$V = 90 \text{ м}^3/\text{ч} = 1,5 \text{ м}^3/\text{мин} \quad \text{Па-н/м}^2$$

1) При $P_2 > 0,5 \text{ МПа}$ - число ступеней $n=2$;

2) При min затрат энергии W_k на компрессор промежуточное давление сжатия должно быть среднепропорциональным между начальным и конечным давлениями.:

$$P_1' = P_1'' = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{2}} = 0,775^{10} \text{ Мпа}$$

$$T_1 = T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} = 290(0,775 \times 10)^{0,167} = 408 \text{ K}$$

m – показатель политропы = 12

4) индикаторная мощность Φ_2

$$\Sigma W_k = -n W_k = -2 \times \frac{1,2}{1,2-1} \times 0,1 \times 10^5 \times 90 \left[\left(\frac{0,775 \times 10^5}{0,1 \times 10^5} \right)^{0,2} - 1 \right] = -44 \times 10^3 \text{ кДж / час}$$

$$115,3 \times 10^3 \text{ кДж/час}$$

5) Из формулы 3 мощность на валу компрессора

$$N_b = \frac{44 \times 10^3}{3600} = 12,3 \text{ кВт}$$

Мощность электрического привода

$$N_{эл} = 1,3 \times 12,2 = 15,86 \text{ кВт}$$

$$1 \text{ ккал} = 4,180$$

7) По формуле 6 рассчитываем изменение внутренней энергии $\gamma_n =$

$$\Delta U = 4,186 \frac{0,1 \times 10^5 \times 90}{29,27 \times 290} \times \frac{5}{29} (408 - 290) = 8874 \text{ кДж / час}$$

8) Находим работу политропного сжатия:

$$W = \frac{0,1 \times 10^5 \times 90}{1,2-1} \left(1 - \frac{0,775 \times 10^5}{0,1 \times 10^5} \right)^{\frac{1,2-1}{1,2}} = -18,3 \times 10^3 \text{ кДж}$$

9) Количество теплоты отводимой при охлаждении каждого цилиндра:

$$Q = 8874 - 18,3 \times 10^3 = -9,43 \times 10^3 \text{ кДж/час}$$

10) Определяем значение $Q_{охл.}$ - кол-во тепла, отнятое в промежуточном охладителе:

$$Q_{охл.} = - \frac{0,1 \times 10^5 \times 90}{29,27 \times 290} \times \frac{7}{28,9} (408 - 290) \times 4,186 = -12,558 \text{ кДж}$$

11) Общее количество отведенной теплоты определяем:

$$\Sigma Q = (-9,43 \times 10^3) \times 2 + (-12,558) \times 10^3 = -31,418 \times 10^3 \text{ кДж/час}$$

Тема 5

Распределение сжатого воздуха на промышленном предприятии.

Вспомогательное оборудование компрессорных установок, фильтры для очистки воздуха, промежуточные охладители. Воздухосборники (рессиверы) компрессорных установок. Компрессорные станции заводов. Измерительная аппаратура.

Конденсаторы предназначены для превращения циркулирующего пара хладагента путем охлаждения в жидкость (конденсат). Охлаждение выполняется водост. Из системы технического водоснабжения завода и реже воздухом.

При промышленном производстве холода используются конденсаторы двух типов: элементные, состоящие из нормализованных элементов и кожухотрубные. Поверхность охлаждения одного нормализованного элемента конденсатора составляет 4 м². Существуют еще оросительные с промежуточным отводом жидкого аммиака и испарительные. (рис. 10.1)

Если в качестве хладагента используется хладон, то поверхность охлаждения выполняется из медных (обмеднённых) труб, а при использовании аммиака – из стальных.

Типоразмеры элементных и кожухотрубных конденсаторов приведены в таблицах 10.2, 10.3.

Скорость движения воды в конденсаторах довольно большая и составляет 0,7-1,5 м/с. Расход воды на охлаждение конденсатора холодильной установки составляет

Схема	Циркулярная	Проточная
Вертикальный кожухотрубный	0,03-0,05	0,1-0,15
Горизонтальный кожухотрубный	0,05-0,06	0,2-0,25
Элементный	0,05-0,06	0,2-0,25

Удельная норма расхода, м³ на каждый кВт холодопроизводительности.

Переохладители – это теплообменные аппараты, которые служат для охлаждения жидкого аммиака ниже температуры конденсации. Они повышают производительность холодильной установки. Переохладители присоединяют обычно к вертикальным кожухотрубным и оросительным конденсаторам (перед поступлением жидкого аммиака к регулирующей станции). Их монтируют с обводной линией для отключения во время ремонта.

Во фреоновых машинах переохлаждение жидкости перед регулирующим вентилем совершается в специальных теплообменниках холодными парами фреона, отсасываемых компрессором из испарителя. Одновременно с переохлаждением жидкости в теплообменнике происходит осушение и значительный перегрев всасываемого пара. Исследования показывают, что регенеративный теплообменник значительно увеличивает холодопроизводительность машины и холодильный коэффициент действительного цикла.

Коэффициент теплопередачи теплообменника АКФВ – 3, АКФВ – 5 составляет $k = 100 - 150 \frac{Вт}{м^2 \cdot грамм}$

10.2. В холодильной технике различают испарители для охлаждения рассола (или воды) и испарители для охлаждения воздуха. К последним относятся батареи и воздухоохладители непосредственного испарения.

Для охлаждения хладоносителя (воды или рассола) как правило используют кожухотрубные и секционные кожухозмеевиковые с вертикальными трубами испарители.

Эти батареи бывают пристенные и потолочные, однорядные и двухрядные, в зависимости от расположения батарей в охлаждаемом помещении и компоновки труб в батарее.

Потолочные батареи бывают пучковыми из 6 рядов труб по высоте и 6-8 рядов по ширине. Такие батареи располагают над проходами холодильных камер для удобства удаления снеговой шубы.

Трубы по конструкции различают – гладкотрубные батареи и ребристые с витыми спиральными ребрами.

Испарители для охлаждения воздуха, или батареи непосредственного испарения представляют собой змеевиковые теплообменные аппараты, располагаемые в холодильных камерах. Охлаждение воздуха происходит путем непосред-

ственного теплообмена его с холодильным агентом, испаряющимся в аппарате при низкой температуре.

При использовании в качестве хладагентов хладонов поверхность охлаждения набирается из медных (обмедненных) труб, а при использовании аммиака – из стальных гладких.

10.3. Воздухоохладитель – это теплообменный аппарат, который служит для охлаждения и создания искусственной циркуляции воздуха и вентиляции холодильной камеры.

Вентилятор всасывает воздух из камеры и прогоняет его через воздухоохладитель. Здесь воздух охлаждается кипящим при низкой температуре холодильным агентом или промежуточным холодоносителем – рассолом. Охлажденный воздух под напором вентилятора возвращается из аппарата с большой скоростью обратно в холодильную камеру.

Искусственная циркуляция воздуха обеспечивает равномерный температурный и влажностный режим во всех частях камеры, ускоряет теплоотвод, интенсифицирует теплообмен между воздухом и охлаждающими приборами.

Воздухоохладители подразделяют на сухие, мокрые и смешанные.

В сухих, или трубчатых, воздухоохладителях воздух охлаждается при соприкосновении с холодными трубами (гладкими или оребренными). Внутри труб циркулирует испаряющийся при низкой температуре холодильный агент или подаваемый из испарителя.

В мокрых (оросительных или форсуночных) воздухоохладителях теплообмен происходит при контакте воздуха с жидкостью (рассолом или водой), охлаждаемой в отдельном испарителе.

В воздухоохладителях смешанного типа воздух охлаждается жидкостью (рассолом или водой), орошающей трубчатые змеевики непосредственного испарения, расположенные в самом воздухоохладителе.

К вспомогательным аппаратам следует отнести маслоотделители, маслосборники, отделители жидкости, промежуточные сосуды, фильтры – грязеуловители, ресиверы, осушители, теплообменники и др. Они создают необходимые условия для длительной и бесперебойной работы холодильной установки, облегчают регулирование рабочего процесса, повышают экономичность работы установки. Типоразмеры вспомогательных аппаратов даны в справочной литературе.

10.4. Различают индивидуальные и централизованные системы распределения холода, причем последние уже сегодня нашли широкое распространение, так как позволяют обеспечить технологии разных цехов завода, имея лишь одну станцию производства холода.

При применении централизованных систем существенно сокращаются капитальные и текущие затраты.

Индивидуальные системы целесообразны при небольших единичных мощностях потребителей по холоду, когда легко удастся удовлетворить эти мощности небольшими типовыми компрессорными холодильными машинами. При больших единичных мощностях применение типовых невозможно, и тогда

разрабатывается проект крупной системы хладоснабжения целого ряда технологий.

Схема централизованной системы дана на рис. 10.4. Ее основным недостатком является большая протяженность трубопроводов, а следовательно, повышенные потери при плохом качестве тепловой изоляции.

Тема 6

Холодоснабжение предприятий.

Термодинамические основы охлаждения. Адиабатическое расширение и дросселирование. Вихревой и термоэлектрические эффекты. Функциональные схемы и теоретические циклы работы одноступенчатой паровой холодильной машины и их теоретические расчеты.

Рабочие вещества паровых холодильных машин и хладоносители. Анализ теоретических и действительных рабочих процессов в цилиндре компрессора. Объемные и энергетические потери в компрессоре. Компрессоры холодильных машин (классификация, Герметичные, Ротационные, Винтовые, Бессальниковые, Турбокомпрессоры). Абсорбиционные, парожекторные и воздушные холодильные машины. Теплообменные аппараты и вспомогательное оборудование холодильных машин. Расчет компрессоров, испарителей и охлаждающих батарей, воздухоохлаждателей и вспомогательных аппаратов.

Искусственное охлаждение – процесс отнятия тепла от тел, температура которых должна быть ниже температуры окружающей среды.

Процесс охлаждения совершается при помощи какого-либо рабочего вещества, называемого хладагентом. Рабочее вещество в охлаждающем устройстве воспринимает тепло Q_0 от охлаждаемой среды при температуре T_0 . Под действием тепла рабочее вещество непрерывно изменяет своё состояние. Характер изменения зависит от рода физического процесса, положенного в основу охлаждения. Чаще всего имеет место переход рабочего вещества из одного агрегатного состояния в другое, сопровождаемый поглощением тепла. 3.2. Для получения низких температур используют физические процессы, которые сопровождаются поглощением теплоты. К числу основных таких процессов относятся фазовый переход вещества, сопровождающийся поглощением теплоты извне – плавление (отвердевание), кипение (испарение), сублимация.

Процесс перехода жидкости в твердое состояние называют отвердеванием, а наоборот – плавлением. Для осуществления процесса необходимо отводить тепло. При этом температура жидкости снижается до температуры начала отвердевания, равной температуре плавления, и при дальнейшем отборе теплоты плавления жидкость переходит в твердое состояние.

Кипением называется процесс перехода вещества из жидкого состояния в газообразное, происходящий по всему объему жидкости. Температура кипения зависит от давления паров над жидкостью, но при P_{const} для данного вещества t_0

const·

Жидкости с низкой температурой кипения при атмосферном давлении могут использоваться для получения холодильного эффекта.

Конденсацией называется процесс превращения насыщенного пара в жидкость. Температура конденсации, как и температура кипения, зависит от давления.

Сублимация – процесс перехода из твердого состояния в газообразное, минуя жидкое. В обычных условиях сублимируют немногие вещества (сухой лед, твердый диоксид углерода, нафталин, йод, камфара и др.)

Получение низких температур в результате адиабатического расширения газа с отдачей полезной внешней работы, так как температура изменяется в сторону понижения. Кроме того, в отличие от дросселирования величина понижения температуры величина понижения температуры газа при прочих равных условиях больше и эффект возможен для идеального газа. Адиабатическое расширение газа в расширителе применяют для получения криогенных температур.

Адиабатическим дросселированием называется необратимое расширение газа (жидкости), при прохождении через устройство с малым проходным сечением (дроссель, пористая перегородка). Процесс протекает быстро, теплообмен с окружающей средой практически не происходит. Энтальпия вещества практически не изменяется. Полезная внешняя работа не совершается, так как переходит в теплоту трения.

При адиабатическом дросселировании реального газа вследствие изменения внутренней энергии совершается работа против сил взаимодействия молекул. Это приводит к изменению температуры газа, температуры жидкости. Указанное явление изменения температуры при дросселировании реальных газов называется *дроссельным эффектом* (Эффект Джоуля – Томсона).

Если дросселирование газа совершается при температурах ниже температуры инверсий, то происходит охлаждение газа (жидкости) (дроссельный эффект положителен $\left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_0 > 0$); при температурах выше инверсионной $\alpha P > 0$ газ на-

гревается. $\frac{\alpha T}{\alpha P} < 0$ - дроссельный эффект отрицателен.

Почти все газы при дросселировании в обычных условиях охлаждаются, так как имеют высокую температуру инверсии (выше 800 К). Исключение составляют водород ($T_{и} = 200$ К) и гелий ($T_{и} = 30$ К).

Получение низких температур методом дросселирования реальных газов связано с большими энергетическими потерями. Имеет органическое применение. Он получил некоторое распространение в технике глубокого охлаждения при сжижении газов.

Вихревой эффект охлаждения осуществляют в простом устройстве – вихревой трубе. При подаче сжатого воздуха, имеющего температуру окружающей среды, через сопло по тангенциальному вводу в трубу. Скорость вращения воздуха будет обратно пропорциональна радиусу. Центральная часть потока будет обладать большей скоростью, чем периферийная. В связи с этим температу-

ра воздуха у стенки трубы будет выше, а в центре ниже, чем температура подаваемого в трубу воздуха.

Вихревая труба позволяет разделять сжатый воздух на два газовых потока с различными температурами. При этом холодный воздух выходит через отверстие в диафрагме и далее через холодный конец трубы (рис. 3.4.), а горячий воздух – с противоположной стороны через дроссельный вентиль.

Температуры холодного и горячего потоков, выходящих из вихревой трубы зависят от начальных параметров сжатого воздуха (P , температуры), степени расширения, массового соотношения потоков (зависящего от настройки дроссельного вентиля), а также от конструктивных особенностей вихревой трубы.

При работе вихревого холодильника на сухом воздухе (при $P=5 \text{ кг/см}^2$ и $t=20^\circ\text{C}$) температура холодильного потока достигает 50°C , а при давлении воздуха $0,7 - 0,8 \text{ мн/м}^2$ можно получить 70°C .

Термоэлектрический эффект (Эффект Пельтье) заключается в том, что при прохождении постоянного электрического тока через цепь, состоящую из двух разнородных металлов, один из спаев имеет низкую температуру, а другой – высокую. Таким образом, осуществляя определенный физический процесс, можно получить источник низкой температуры, который необходим для понижения температуры тела. Полезная тепловая нагрузка на холодный спай термоэлемента (холодопроизводительность элемента) будет равна разности между теплом Пельтье и суммой встречного потока Джоулева тепла и тепла, переносимого теплопроводностью:

$$Q_0 = Q_{\text{п}} - \left(\frac{1}{2} Q_{\text{дж}} + Q_{\text{т}} \right), \text{ где}$$

$Q_{\text{п}}$ - тепло Пельтье = PK P коэффициент Пельтье

- сила тока τ - время

- $Q_{\text{дж}}$ Джоулево тепло

$Q_{\text{т}}$ - тепло, переносимое теплопроводностью

При отсутствии полезной нагрузки $Q_0=0$ имеет место динамическое равновесие.

$$Q_{\text{п}} = \frac{1}{2} Q_{\text{дж}} + Q_{\text{т}}$$

Коэффициент полезного действия термоэлементов из металлических проводников очень низок вследствие большого перетекания тепла от горячего спаю к холодному.

Значительно большей эффективностью обладают цепи, содержащие полупроводниковые термоэлементы.

Отсутствие движущихся частей и промежуточного рабочего вещества (холодильного агента) в установках термоэлектрического охлаждения, а также простота конструкции делают эти установки перспективными для промышленного использования.

Наибольшее практическое значение в настоящее время имеют способы машинного охлаждения с применением компрессионных и абсорбционных холодильных машин.

Круговые процессы (циклы), совершаемые рабочими веществами в машинах, разделяются на прямые и обратные.

На принципе прямых циклов работают паровые машины, двигатели внутреннего сгорания, реактивные двигатели и др.).

На принципе обратных циклов работают холодильные машины и тепловые насосы, предназначенные для переноса тепла с низшего температурного уровня на более высокий.

Различают три вида обратного цикла (Рис.3.5).

- 1) Холодильный 1-2-3-4, в котором теплота переносится от охлаждаемого тела с температурой T_n к окружающей среде T_{oc} .
- 2) Теплового насоса 5-6-7-8, когда теплота переносится от окружающей среды с более высокой температурой T_b .
- 3) Комбинированный 9-10-11-12, т.е. состоящий из 2-х первых.

В основе работы холодильных машин лежит обратный обратимый цикл, который показан на диаграмме S-T.

В изотермическом процессе 4-1 каждого кг циркулирующего холодильного агента получает от охлаждаемого тела тепло q_0 , называемую полезной массовой холодопроизводительностью холодильного агента, которая выражается площадью $a-4-1-в$ и равенством: $q_0 = T_n(S_b - S_a)$.

В адиабатическом процессе 1-2 при затрате работы l_k холодильный агент сжимается и в результате его температура повышается от T_n до T_{oc} . Далее в изотермическом процессе каждый килограмм циркулирующего холодильного агента отдает окружающей среде теплоту q , измеряемую площадью $a-3-2-в$.

$$q = T_{oc}(S_b - S_a).$$

В заключительном адиабатическом процессе 4-3 холодильный агент расширяется с получением работы l_p и в результате температура хладагента понижается от T_{oc} до T_n .

Работа цикла будет равна разности работ затраченной на сжатие холодильного агента l_k и полученного при расширении l_p :

$$l = l_k - l_p$$

Работа цикла превращается в теплоту, которая подводится к холодильному агенту. В соответствии с I законом термодинамики сумма энергии, подведенной к холодильному агенту, должна быть равна сумме энергии, отведенной от него.

$$Q = \frac{q_0}{l} = \frac{T_n}{T_{oc} - T_n}$$

В тепловых насосах рабочее вещество, совершая обратный цикл, переносит тепло от окружающей среды или какого-либо другого источника тепла сравнительно низкого потенциала на более высокий температурный уровень, например, к теплой воде, используемой для обогрева помещения или для производственных нужд.

Тепловой насос по характеру работы не отличается от холодильной машины, только порядок $t-p$ в цикле теплового насоса выше, чем в цикле холодильной машины. Эффективность цикла теплового насоса выражается коэффициентом

том преобразования теплоты, равным отношению полученной теплоты к затраченной работе:

$$M = \frac{qb}{l} = \frac{Tb}{(Tb - T_{oc})}$$

Коэффициент преобразования теплоты всегда больше единицы. Это свидетельствует о том, что с энергетической точки зрения для отопления целесообразней применять цикл теплового насоса, чем электрические нагреватели.

В паровых холодильных машинах рабочим телом являются легкокипящие жидкости, которые при работе цикла меняют агрегатное состояние, превращаясь из жидкости в пар и обратно.

Простейшая паровая холодильная машина состоит из четырёх основных узлов-испарителя, компрессора, конденсатора и регулирующего вентиля (4.1.)

Испаритель-аппарат, в котором происходит кипение жидкого хладагента при низкой температуре за счет теплоты, отводимой от охлаждаемого объекта. Чем ниже давление, тем ниже температура кипения. Обычно температура кипения t_0 на $8...10^\circ\text{C}$ ниже температуры воздуха в охлаждаемом объекте. Компрессор выполняет две функции: отводит пар из испарителя, чтобы поддерживать в последнем низкое давление, соответствующее низкой температуре кипения, и сжимает пар и выталкивает в конденсатор, чтобы после охлаждения в конденсаторе пар превратился в жидкость.

Конденсатор – обеспечивает охлаждение перегретых сжатых паров до температуры конденсации t_k и превращения пара в жидкость при отведении теплоты в окружающую среду. Пар в конденсаторе может охлаждаться воздухом (конденсаторы с воздушным охлаждением) или водой (конденсаторы с водяным охлаждением).

Регулирующий вентиль (дрессельное устройство) обеспечивает понижение давления и температуры путем создания необходимого сопротивления между сторонами высокого (P_k) и низкого давления (P_0). Жидкость из конденсатора при t_k и проходя через регулирующий вентиль – сразу попадает в область низкого давления, где частично выкипает на $10-20\%$ при низкой температуре за счет теплоты, выделяющейся в результате работы сил трения.

Холодная парожидкостная смесь поступает в испаритель и продолжает кипеть, производя охлаждение.

Частичное парообразование в регулирующем вентиле (РВ) снижает холодопроизводительность машины, так как в испарителе кипит только $90-80\%$ жидкости, образовавшейся в конденсаторе. Потери при дресселировании зависят от физических свойств хладагента и перепада температуры в холодильной машине.

Простейший цикл холодильной машины отличается от цикла Карно тем, что вместо процесса адиабатического расширения в расширительном цилиндре происходит процесс дресселирования в регулирующем вентиле.

Замена конструктивно сложного расширительного цилиндра компактным простым регулирующим вентилем позволяет легко регулировать заполнение испарителя.

Простейший цикл холодильной машины показан на рис. 4.1.

Цикл состоит из 4 процессов:

1. Кипение жидкого хладагента в испарителе при $T_0 = \text{const}$ и $P_0 = \text{const}$ (участок 4-1). В этом процессе теплота, отводимая от охлаждаемого объекта q_0 соответствует заштрихованной площади под участком 4-1.

2. Адиабатическое сжатие – в компрессоре с затратой энергии при $S = \text{const}$, с повышением давления от P_0 до P_k и температуры от t_0 до $t_{\text{нач}}$. (участок 1 – 2). В отличие от цикла Карно процесс сжатия вынесен в область перегретого пара с целью обеспечения сухого хода компрессора. В цикле Карно влажный пар при сжатии в компрессоре нагревается и превращается в насыщенный пар. Однако, жидкость, попавшая в цикл, может испариться не полностью и возникает гидравлический удар. При этом поршень ударяет по несжимаемой жидкости, увеличивая давление в цилиндре, которое передается на крышку компрессора и вызывает поломку шатунно – поршневой группы. Реальный компрессор не может и не должен работать влажным ходом. Всасывание сухого насыщенного пара обеспечивает надежность машины, но несколько увеличивает работу сжатия.

Температура в конце сжатия (точка называется температурой нагнетания ($t_{\text{нагн}}$)). Она значительно выше, чем $t_{\text{кон}}$.

3. Конденсация условно подразделяется на 2 процесса (участок 2-3). Первый - охлаждение перегретого пара при $P_k = \text{const}$, от $t_{\text{нагн}}$ до t_k участок 2-2¹. 2-й собственно конденсация (сжижение) пара при $P_k = \text{const}$ и $t_k = \text{const}$ (2¹-3¹). На этом участке теплота отводится в окружающую среду. И далее переохлаждается по отношению к температуре конденсации 3¹-3.

Точка 3 характеризует состояние холодильного агента перед регулирующим вентилем.

4. Дросселирование. При прохождении жидкости через сужающее отверстие давление понижается от P_k до P_0 . При этом, t -ра понижается от t_k до t_0 . Процесс **др-я** протекает без производства внешней **рас.** и теплообмена с внешней средой.

На диаграмме отрезком 3¹-4, а для $i = \text{const}$ вертикальной прямой 3-4. Таким образом, все процессы теоретического рабочего цикла, за исключением процесса сжатия в компрессоре (который будет рассмотрен отдельно) на i -lg P -диаграмме изображаются прямыми линиями.

Основные расчетные величины измеряются отрезками на оси абсцисс.

Цикл современных одноступенчатых холодильных машин дополнительно включает процесс переохлаждения жидкости после конденсатора с целью снижения потерь от дросселирования и процессе перегрева пара на входе в компрессор с целью обеспечения надежности работы компрессора. Оба эти процесса происходят в регенеративном теплообменнике (ТО) рис.4.2.

Переохлаждение жидкости перед РВ позволяет увеличить холодопроизводительность q_0 , так как жидкость при дросселировании меньше выкипает.

Перегрев пара при работе сухим ходом частично происходит в конце испарителя, частично во всасывающем трубопроводе. Для исключения попадания капель жидкости в компрессор перегрев должен быть не менее 10°C.

С другой стороны, перегрев пара на всасывании приводит к возрастанию $t_{\text{нагн.}}$, что опасно для хладагентов, имеющих высокие температуры в конце сжатия. Для NH_3 – не $>15\dots 20^\circ\text{C}$, для хладонов- $30\dots 38^\circ\text{C}$.

В теплообменнике жидкость, поступающая из конденсатора к регулирующему вентилю (РВ), охлаждается холодным паром, выходящем из испарителя и идущим к компрессору. Холодный пар при теплообмене с жидкостью перегревается на $15\text{-}20^\circ\text{C}$ выше, чем при выходе из испарителя. Процессу переохлаждения соответствует участок $3^1\text{-}3$, процессу перегрева $1^1\text{-}1$.

Тепловой баланс теплообменника:

$$0,8(i_1 - i'_1) = (i'_3 - i_3)$$

0,8 – коэффициент, учитывающий потери при реальном теплообмене.

Итак, цикл реальной холодильной одноступенчатой машины определяется следующими параметрами: давлением кипения – P_0 , давлением конденсации P_k , температурой кипения – t_0 , температурой конденсации – t_k , температурой всасывания – $t_{\text{вс}}$, температурой нагнетания – $t_{\text{нагн.}}$, температурой переохлаждения – t_p .

Рассчитаем теоретический рабочий цикл, пользуясь рассмотренными диаграммами (рис. 4.1 б).

1) Холодопроизводительность 1 кг агента равна разности энтальпий в точках 1-4 $q_0 = i_1 - i_4$ кДж/кг

Соответствует отрезку изобары 4-1, при отсутствии переохлаждения определялась $4^1\text{-}1$.

2) Теоретическая работа на 1 кг агента, затрачивается при адиабатном сжатии в компрессоре, определяется разностью энтальпий в точках 2 и 1.

$$l = i_2 - i_1 \text{ кДж/кг}$$

Графически на $i - \lg P$ диаграмме работе l соответствует проекция адиабаты 1-2 на ось абсцисс.

3) Тепло, отданное 1 кг холодильного агента охлаждающей воде или воздуху в конденсаторе (изобара 2-3), по закону сохранения энергии равно сумме:

$q = q_0 + l$ кДж/кг, но оно может быть определено также разностью энтальпий холодильного агента в точках 2 и 3:

$$q = i_2 - i_3 \text{ кДж/кг}$$

На $i - \lg P$ диаграмме это тепло выражается отрезком 2 – 3.

Далее находим:

а) Холодильный коэффициент цикла

$$E_{\text{теор}} = \frac{q_0}{l}$$

б) Количество холодильного агента, всасываемого компьютером в течение 1 ч. (часовое количество циркулирующего холодильного агента)

$$G = 3,6 \frac{Q_0}{q_0} \text{ кг/ч}$$

Q_0 – заданная холодопроизводительность машины вт ($1\text{вт} = 0,86 \text{ ккал/ч}$).

в) Объем пара, всасываемого компрессором за 1 час.

$$V = Gv \text{ м}^3/\text{ч}$$

Или с учетом предыдущего уравнения

$$V = 3,6 \frac{Q_0}{q_0} \quad V_1 = \frac{Q_0}{q_v} \text{ м}^3/\text{ч}$$

В этих уравнениях:

V_1 - удельный объем всасываемого пара ($\text{м}^3/\text{кг}$) – из таблиц для насыщенного пара

$Q_v = \frac{q_0}{V_1}$, кДж/м³ – объемная холодопроизводительность холодильного агента.

По величине Q_v – устанавливают размер компрессора.

г) Теоретическую мощность затраченного в компрессоре:

$$N_{\text{теор}} = \frac{Gl}{3600} = \frac{Q_0}{1000 E_{\text{теор}}}, \text{ кВт}$$

д) Тепловую нагрузку конденсатора (по уравнению теплового баланса)

$$Q = Q_0 + N_{\text{теор}} \times 1000 = Q_0 + \frac{Q_0}{E_{\text{теор}}} = Q_0 \frac{E_{\text{теор}} + 1}{E_{\text{теор}}}, \text{ Вт}$$

Под рабочим телом или холодильным агентом понимают физическое тело, с помощью которого совершается отдельный термодинамический процесс или цикл.

Экономичность работы холодильной машины, ее размеры и конструкция во многом зависят от вида рабочего вещества. В 70 - 80 годы XIX века уже были известны такие холодильные агенты, как аммиак, хлористый этил, сернистый ангидрид, хлористый метил, углекислота.

В настоящее время количество известных холодильных агентов сильно возросло. Однако сравнительно немногие агенты пользуются широким распространением. В настоящее время наиболее распространенными холодильными агентами являются вода, аммиак, хладоны и воздух.

Вода – ее применяют главным образом в установках кондиционирования воздуха, где обычно температура теплоносителя $t_1 > 0^\circ\text{C}$. Воду как холодильный агент в основном используют в установках абсорбционного и эжекторного типов.

Аммиак – применяют в поршневых компрессионных, а также в абсорбционных установках при температуре кипения $t_0 > -70^\circ\text{C}$.

Основные преимущества аммиака: малый удельный объем при температурах испарения основной области его использования, большая теплота парообразования, незначительная растворимость в масле, не вызывает коррозии стали.

Недостатки – высокая ядовитость, горючесть, взрывоопасность. Разъедает медь, цинк, бронзу, и др.

Хладоны. Наибольшее применение в практике получили фреоны из ряда производных метана: Ф12 (CF_2Cl_2)- дифтордихлорэтан, ф22- (CHF_2Cl)- дифтор монохлорметан. Применяются также фреон Ф11 (CFCl_3) Ф13 и др.

Фреоны нумеруются по системе [(m-1)(n+1)]P- предложенной Американским обществом холодильщиков. m-число атомов углерода в молекуле, n-число атомов водорода, p – число атомов фтора.

Например, фреон CHF_2Cl имеет номер 022 или Ф22 (так как ноль в начале числа не пишут).

5.2. К теплофизическим свойствам относят вязкость – μ , теплопроводность- λ , плотность - ρ .

Как и теплота парообразования r_s , они влияют на коэффициент теплоотдачи при кипении и конденсации.

Вязкость и плотность влияют на гидравлические сопротивления при циркуляции холодильного агента в системе.

Все применяемые холодильные агенты по величине нормальной температуры кипения t_s при $p=760$ мм рт.ст $\square 1.012 \times 10^5$ Па делится на три группы.

- 1) агенты с высокими t-рами кипения для которых $t_0 > 0^\circ\text{C}$ (давление конд-ции $P_k=3$ кг/см² при температуре 30°C .)
- 2) агенты со средними t-рами кипения для которых $t_0 > 0^\circ\text{C}$ до -50°C (давление конд-ции $P_k=3 \div 20$ кг/см²).
- 3) агенты с низкими t-рами кипения для которых $t_0 < -50^\circ\text{C}$ до -50°C (давление конд-ции $P_k=20 \div 70$ кг/см²) \square

Физико-химические свойства наиболее известных холодильных агентов приведены в таблице 5.2.

Указанные в таблице холодильные агенты имеют разные молекулярные массы и нормальные температуры кипения. Температура кипения фреонов существенно зависит от количества атомов фтора в соединении.

К физико-химическим свойствам относят растворимость в смазочных маслах и воде, инертность к металлам, взрывоопасность и воспламеняемость.

По характеру взаимодействия с маслом все холодильные агенты можно разделить на 2 группы.

- 1) холодильные агенты с ограниченной растворимостью в масле – это означает, что в жидкой фазе наблюдается два слоя, из которых в одном преобладает масло, в другом – холодильный агент.
- 2) Холодильные агенты с неограниченной растворимостью, когда в жидкой фазе не наблюдается расслоения.
- 3) Маслохладонозная смесь имеет большую вязкость и уменьшает коэффициент теплоотдачи. Растворимость холодильных агентов в воде имеет важное значение для нормальной работы холодильной машины. Аммиак неограниченно растворяет воду.

О физиологических свойствах холодильных агентов можно судить по данным таблицы 5.2.1, в которой указана сравнительная вредность различных холодильных агентов.

Степень ядовитости холодильного агента определяется тем процентным содержанием его в воздухе, при котором наступает смерть животного. Самым опасным холодильным агентом является сернистый ангидрид, который в настоящее время не применяется.

Хлористый метил- применялся до появления фреонов. Теперь не применяется. Недостатком его является его вредность (накапливаясь в организме, он вызывает внезапную смерть, а также взрывоопасен в смеси с воздухом (при содержании в воздухе 8,1-17,2% по объему).

5.3. Транспорт холода в системе хладоснабжения промышленного предприятия осуществляется с помощью хладоносителей. Хладоносители подразделяются на жидкие и твёрдые.

К жидким относятся водные растворы солей (рассолы) и однокомпонентные вещества, замерзающие при низких температурах (этиленгликоль, кремнит – органическая жидкость и др.)

Твёрдые носители – это эвтектический лед, образующийся при криогидратной температуре, представляющий собой смесь льда и соли и имеющий постоянную температуру плавления.

В холодильной технике применяют водные растворы солей NaCl , MgCl_2 , CaCl_2 , которые не замерзают при низких отрицательных температурах.

Криогидратная точка определяет концентрацию и температуру рассола $t_{кр.}$, при которой он замерзает в виде однородной смеси обоих компонентов. Для раствора NaCl $t_{кр.} = -21,2^\circ\text{C}$, $\text{MgCl}_2 = -33,6^\circ\text{C}$, $\text{CaCl}_2 = -55^\circ\text{C}$.

Зависимость температуры замерзания водных растворов солей от их концентрации и их основные свойства приведены на рис. 5.3.

Для снижения потерь напора в системах хладоснабжения хладоноситель должен обладать малой вязкостью, а кроме того, иметь небольшую коррозионную активность по отношению к черным и цветным металлам, низкую токсичность и не быть взрывоопасным.

Для уменьшения коррозирующего действия рассолов в р-ры добавляют пассиваторы: силикат натрия, хромовую соль, фосфорную кислоты. Для уменьшения потерь на трение, увеличение производительности насосов, пропускной способности трубопроводов в рассолы добавляют высокомолекулярные соединения – полимеры в количестве 0,03-0,07%. Такие полимеры называют поверхностно-активными веществами ПАВ.

Концентрация рассола должна соответствовать температуре замерзания, которая должна быть на 8-10 $^\circ\text{C}$ ниже рабочей температуры кипения хладагента. NaCl применяют в холодильных машинах при t кипения не ниже - 16 $^\circ\text{C}$. NaCl_2 при температурах кипения не ниже - 46 $^\circ\text{C}$. Для более низких температур кипения (ниже - 50 $^\circ\text{C}$) применяют растворы этиленгликоля и хладоны R30 и R11.

Компрессор является одной из главных систем холодильной машины. Применяемые компрессоры должны быть экономичными, надежными в работе, простыми в обслуживании, недорогими.

В холодильной технике применяют:

а) поршневые компрессоры с прямолинейно-поступательным движением поршней в цилиндрах;

б) ротационные компрессоры с катящимися или вращающимися поршнями.

в) центробежные или турбокомпрессоры холодильных машин по холодопроизводительности разделяют на малые (Q_0 до 12 кВт).

По роду холодильного агента компрессоры подразделяют на аммиачные, хладоновые, универсальные. В зависимости от области применения различают компрессоры стационарные и транспортные. Конструкции холодильных компрессоров разнообразны и определяются принципом их устройства, типами узлов и деталей и разделяются:

- по устройству – кривошипно-шатунного механизма, бескрейцкопфные (простого действия), крейцкопфные (двойного действия), распространены в основном бескрейцкопфные.

- по конструкции корпуса- блок – картерные (общая отливка блока с картером) и разъёмные (с отдельными блоками или индивидуальными цилиндрами);

- по числу цилиндров – одноцилиндровые, двухцилиндровые и многоцилиндровые (до 16 цилиндров). В зависимости от кинематической схемы расположения, цилиндров Г- горизонтальные, В- вертикальные, П- с угловым расположением цилиндров, У-В и УУ-ВВ образные, крестообразные и звездообразные. Цифры перед буквами соответствуют числу цилиндров.

- прямоточные и непрямоточные

- по числу ступеней сжатия- одно и многоступенчатые;

По степени герметичности и числу разъемов компрессоры подразделяются на:

- герметичные со встроенным электродвигателем в запаянном кожухе без разъёма;

- бессальниковые со встроенным электродвигателем с разъёмами и съёмными крышками;

- открытые или сальниковые, в которых ведущий вал уплотняется при помощи сальника;

- простого действия, в которых сжатие пара осуществляется одной стороной поршня и двойного действия, в которых пар сжимается обеими сторонами поршня.

Согласно ГОСТ 6492-61 компрессоры, выпускаемые промышленностью, имеют следующие условные обозначения:

А- аммиачные одноступенчатые бескрейцкопфные (АВ- вертикальные, Ад-у-образные, АУУ-уу-образные),

АО- аммиачные одноступенчатые крейцкопфные горизонтальные компрессоры со встречным движением поршней (оппозитные).

ДА- аммиачные двухступенчатые бескрейцкопфные компрессоры (ДАУ-у-образные, ДАУУ-уу-образные)

ДАО- аммиачные двухступенчатые крейцкопфные горизонтальные компрессоры со встречным движением поршней (оппозитные).

ДАОН- аммиачные двухступенчатые крейцкопфные горизонтальные компрессоры со встречным движением поршней (оппозитные, низкотемпературные).

Ф- фреоновые одноступенчатые бескрейкопфные сальниковые компрессоры (ФВ-вертикальные, ФУ- у-образные, ФУУ- уу-образные).

ФБС – фреоновые одноступенчатые бескрейкопфные бессальниковые компрессоры (ФВБС-вертикальные, ФУБС- у-образные, ФУУБС- уу-образные).

Г- герметичный. Цифры после букв обозначают холодопроизводительность (кВт).

ПГ-10- поршневой герметичный сальниковый компрессор.

Герметичный компрессор выполнен вместе с электродвигателем в герметически закрытом сварном стальном штампованном кожухе. Такой компрессор имеет значительные преимущества перед открытым сальниковым компрессором. Он более надежен в эксплуатации, в работе почти бесшумен. Основными типами являются одно – и многоцилиндровые с горизонтальным расположением цилиндров, ФГО, ФГС, ФГ, ПГ. Компрессоры данного типа относятся к среднетемпературным и применяются для холодильных установок на транспорте.

Низкотемпературные компрессоры – этот тип марки имеют обозначение ФГН. При работе в низкотемпературном режиме количество циркулирующего холодильного агента в несколько раз меньше, а удельная работа сжатия – больше. Поэтому для охлаждения электродвигателя в ряде конструкций используют специальные устройства, направляющие всасываемые пары хладагента в зазор между статором и ротором.

8.3. Бессальниковые компрессоры.

К этой группе относятся компрессоры марок 2ФВБС4, 6, 2ФУБС12, 2ФУБС 2ФВБС 18, 25, 1ПБ7, 10, 14, 20.

1- цилиндр, 2- двухцилиндровый, н-низкотемпературный.

Они предназначены для автоматизированных холодильных агрегатов с конденсаторами воздушного и водяного охлаждения, а также для стационарных и транспортных установок и систем кондиционирования воздуха, работающих на R12, R22, R142.

Все компрессоры поршневые, непрямочные со встроенными трехфазными электродвигателями и воздушным охлаждением цилиндров.

Компрессоры бывают вертикальные (2-хцилиндров, V-образные (4-цилиндровые) и VV –образные (8-цилиндровые). Детали бессальниковые и сальниковых компрессоров частично унифицированы.

Компрессор 2ФВБС4, 6 и. т.д. состоит из следующих узлов: блок-картера, шатунно-поршневой группы клапанной доски, газового фильтра, вентиля и электропривода.

Отечественная промышленность выпускает сальниковые компрессоры нескольких типов (2ФВУ, ФВ6, ФУ12, ФУУ25 и др.)

Сальники компрессоров – графито-металлические, пружинные, самоустанавливающиеся с масляным затвором. Смазка сальника и шатунных подшипников – принудительная от шестеренчатого насоса.

8.4. Различают 2 типа ротационных компрессоров:

- компрессоры с катящимся ротором- поршнем и
- компрессоры с вращающимся ротором – пластинчатые.

Основные детали: неподвижный цилиндр

- статор, катящийся или вращающийся;
- поршень-ротор, пластины, вал привода ротора и клапаны.

За один оборот эксцентрикового вала совершается цикл работы компрессора: всасывание пара сжатие и нагнетание его в конденсатор.

Ротационные компрессоры применяют в бытовых холодильных аппаратах, небольших кондиционерах; их можно использовать в случаях, когда требуется обеспечить циркуляцию большого объема пара или низкую степень сжатия.

8.5. Винтовые компрессоры.

В корпусе компрессора размещены два ротора (винта) с зубчато-винтовыми лопастями. Ведущий ротор приводится во вращение электродвигателем. Через синтезирующие шестерни и давление сжимаемого газа передается движение ведомому ротору с шестью вогнутыми зубьями. Валы опираются на подшипники скольжения с баббитовой заливкой, а осевые усилия воспринимаются разгрузочным масляным поршнем и радиально-упорными подшипниками.

При вращении зубья роторов должны обкатываться, но не касаться. Для компрессоров ВХ350 зазор между зубьями 0,05-0,17мм. При меньшем зазоре возможны стук и износ роторов, при большем – снижение производительности компрессора. Чтобы величина зазоров была в допустимых пределах, требуется точная обработка и сборка компрессора. Зазор между ротором и корпусом должен составлять 0,06-0,19 мм. Винтовые компрессоры могут работать без смазки рабочей полости, так как роторы не соприкасаются друг с другом. Такие компрессоры называют сухими. Однако обычно в рабочую полость компрессоров впрыскивают масло, что позволяет уменьшить величину зазоров и охлаждать пар в процессе сжатия. Уносимое с паром масло охлаждается в маслоотделителе, затем насосом подается в водяной охладитель и вновь поступает в компрессор. Такие компрессоры предназначены для стационарных и судовых холодильных установок.

8.6. Центробежные или турбокомпрессорные.

Для холодильных машин большой холодопроизводительности компактными и экономичными устройствами для сжатия пара являются высокооборотные турбокомпрессоры, которые обладают рядом преимуществ по сравнению с поршневыми:

- отсутствие клапанов;
- отсутствие смазочного масла
- улучшен теплообмен в холодильнике;
- динамическая уравновешенность;
- высокооборотность;
- малые габариты.

Турбокомпрессоры строят с несколькими рабочими колесами, поэтому они являются многоступенчатыми машинами с помощью которых в холодильном цикле проще выполняются промежуточный отбор пара и автоматически регулируется холодопроизводительность. По принципу работы турбокомпрессоры разделяют на центробежные и осевые.

Осевые используют для очень большой холодопроизводительности.

Центробежные компрессоры выгодно использовать в холодильных машинах холодопроизводительностью от 500 до нескольких тысяч кВт.

Для смазки используют масло рекомендованное заводом –изготовителем. Когда нет рекомендаций, то применяют масло марки ХД- для аммиачных ХФ-12, ХФ-22.

В зависимости от конструкции и назначения аппаратов, теплообмен в нём имеет свои особенности. В целом теплообмена во всех теплообменных аппаратах подчиняется основному уравнению теплопередачи:

$$Q=kF(t_1-t_2) \text{ Вт } k\text{- коэффициент теплопередачи Вт/м}^2.$$

Удельный тепловой поток пропорционален температурному напору и обратно пропорционален полному термическому сопротивлению, преодолеваемому потоком.

$$q_f = \frac{Q}{F} = k(t_1 - t_2) = \frac{t_1 - t_2}{R}, \text{ Вт/м}^2$$

Полное термическое сопротивление

$$R_1 = \frac{1}{k} = R_1 + R_{rm} + R_2 = \frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}, \text{ м}^2\text{град/Вт}$$

Величины $R_1 = \frac{1}{\alpha_1}$ и $R_2 = \frac{1}{\alpha_2}$ (обратные коэффициенты теплопередачи)

означают термические сопротивления со стороны греющей и со стороны нагреваемой жидкостей.

Величина $R_{cm} = \sum \frac{\delta}{\lambda}$ - термическое сопротивление стенки, определяемое толщиной теплопроводностью материалов.

Коэффициент теплопередачи- k – всегда меньше любого из коэффициентов тепловоспроизводства и теплоотдачи α_1 и α_2

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Для определения температур стенок имеем $t_{c1} = t_1 - \frac{q_f}{\alpha_1}$; $t_{c2} = t_1 - q_f \left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} \right)$

$$t_{c2} = t_2 - \frac{q_f}{\alpha_2}$$

Если теплообмен между жидкостями происходит через стенку трубы, то удельный тепловой поток на 1 м длины её будет.

$$Q_l = \frac{Q}{l} = k_l(t_1 - t_2) = \frac{t_1 - t_2}{R_l}, \text{ Вт/м}$$

k_l - коэффициент теплопередачи Вт/м град.

R_l - термическое сопротивление м град/Вт

$R_l = \frac{1}{\pi d_1 \alpha_1} + \frac{1}{2\pi \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\pi d_2 \alpha_2}$, а коэффициент теплопередачи

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\pi d_1 \alpha_1} + \frac{1}{2\pi \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\pi d_2 \alpha_2}}, \text{ Вт/м(град)}$$

Количество передаваемого тепла через всю трубу

$$Q_l = k_l \cdot l(t_1 - t_2) = \frac{l(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\pi d_1 \alpha_1} + \frac{1}{2\pi \lambda l_n} \frac{d_2}{\alpha_1} + \frac{1}{\pi d_2 \alpha_2}}, \text{ Вт}$$

11.2 Холодопроизводительность 1 кг хладагента (парожидкостной смеси) в соответствии с диаграммой запишется

$$q_0 = i_1 - i_4 = r(1 - x)$$

r – теплота парообразования, кДж/кг

x – степень сухости смеси хладагента после дроссельного вентиля, кг/кг

(рис. 11.2)

Объемная холодопроизводительность 1кг

$$q_v = \frac{q_0}{v_i} = \frac{i_1 - i_4}{v_i}$$

v_i - удельный объем пара перед компрессором, м³/кг

Тепловая мощность конденсатора

$q_k = q_0 + Ni$ – удельная

$Q_k = G(q_0 + Ni)$ – общая

Ni – индикаторная мощность компрессора

G - масса хладагента в системе, кг/ч

$G = Q_0/q_0$ – холодопроизводительность, кг

Индикаторная мощность компрессора

$$Ni = \frac{Q_0}{\eta_i q_0} \text{ кДж (кВт/час)}$$

Расчет поверхности конденсатора ведется по формуле

$$F = \frac{Q_k}{k_k \Delta t_k} = \frac{Q_k}{q_{jk}}, \text{ м}^2$$

Q_k – количество тепла, отводимого в конденсаторе от холодильного агента или тепловая нагрузка конденсатора, Вт.

k_k - коэффициент теплопередачи конденсатора, Вт/м град

Δt_k – среднелогарифмическая разность температур хладагента и охлаждающей воды, к

q_{jk} - удельная тепловая нагрузка конденсатора, кДт/м

Таблица 11.2

Характеристика конденсаторов систем хладоснабжения промышленных предприятий

Тип конденсатора	Коэффициент теплопар	Удельная теплов. нагр.
Змеевиковые погружного типа водяного охлажд.	170 ... 300 А	3000
Элементные	350 ... 1200 А	5000 ... 6000
Кожухотрубные: горизонтального типа	700 ... 950 А	4000 ... 5200

вертикального типа	700 ... 950 А	4000 ... 4500
Змеевиковые воздушного охлаждения	30 ... 35 А	230 ... 300

Расход охлаждающей воды можно определить

$$G_w = \frac{3,6Q_k}{\rho \cdot c(t_{w2} - t_{w1})}, \text{ м}^3/\text{ч}$$

ρ - плотность воды

c - теплоемкость воды, $C = 4,187$ кДж/(кг град)

t_{w1}, t_{w2} - температура воды на входе в конденсатор и на выходе

Общее количество циркуляционной воды на 1м поверхности конденсатора должно составлять примерно 500 ... 800дм³/ч.

По количеству расходуемой воды определяют производительность насосной установки.

11.3 Расчет испарителя заключается в определении его поверхности охлаждения (конструкторский тепловой расчет).

$$F_{исп} = \frac{Q_0}{k_{исп} \Delta t_{исп}} = \frac{Q_0}{q_f_{исп}} - \text{рабочая производительность}$$

Для испарителей, конструкции которых проверены в практике, значения k и удельной тепловой нагрузки $q_f = k \Delta t$ следует принимать на основании опытных данных, полученных в производственных условиях (таб. 11.3)

Коэффициенты теплопередачи и удельные тепловые нагрузки испарителей

Таблица 11.3

Тип испарителя	Коэффициент теплопередачи $k_{исп}$	Удельные тепловые нагрузки q_f
Аммиачные кожухотрубные: однопроходные	350...400	2000 ... 2200
многопроходные	400...450	2200 ... 2600
Аммиачные вертикально-трубные	500...600	3000 ... 3500
Фреоновые кожухотрубные	450...600	2300 ... 3000

Для перекачивания рассола устанавливают рассольные насосы, производительность которых определяют по формуле:

$$V_p = \frac{3,6Q_0}{c_s \rho_s (t_{s2} - t_{s1})}, \text{ м}^3/\text{ч}$$

Q_0 – тепло, отнимаемое рассолом в холодильных камерах, Вт

c_s, ρ_s – теплоемкость рассола, кДж/кг град и его плотность кг/м³

t_{s1}, t_{s2} – температуры рассола на входе и выходе из холодильных камер, в град (практически $t_{s2} - t_{s1} = 2...3^\circ\text{C}$).

Расчет охлаждающих батарей аналогичен расчету испарителя. Теплопередающая поверхность батареи

$$F_B = \frac{Q_{КАМ}}{k\theta}$$

$Q_{\text{КАМ}}$ – тепловая нагрузка батарей камеры (на основании теплового баланса), Вт.

k – коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности провода. Вт/м² град.

θ – разность температур воздуха камеры и испаряющегося холодильного агента ($\theta = 8 \dots 10^\circ\text{C}$)

Величина коэффициента теплопередачи зависит от конструкции батарей, их расположения, разности температур θ , влажности воздуха, степени загрязненности батарей, толщины «снеговой шубы».

Для батарей их гладких труб

$$k = l(\alpha_n - \xi \alpha_k) = \alpha$$

l – практический коэффициент, учитывающий влияние снеговой шубы и загрязнений на поверхности труб. ($l = 0,8 \dots 0,85$)

α_1 - коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием

$$\alpha_1 = 4,95 \frac{\left(\frac{T_{\text{в}}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_0}{100}\right)^4}{T_{\text{в}} - T_0}, \text{ Вт/м}^2 \text{град}$$

$T_{\text{в}}$ и T_0 - температура воздуха камеры и поверхности стенки трубы
 $T_0 = (t_0) = T_0$ - абс. температура кипения

α_k - коэффициент конвективной теплоотдачи, определяемый по уравнению в упрощенном виде:

$$\alpha_k = 1,39 \left(\frac{t_{\text{в}} - t_0}{d} \right)^{\frac{1}{4}} \text{ Вт/м}^2 \text{град}$$

$t_{\text{в}}$ и t_0 - температуры воздуха камеры и поверхности стенки трубы, град.

d - диаметр трубы в м.

ξ - коэффициент влаговыделения, учитывающий подведенное к батарее с выпавшей влагой тепло, обычно принимают:

$$\xi = 1 + 3,68 \frac{d_{\text{в}} - d_0}{t_{\text{в}} - t_0}$$

$d_{\text{в}}$ - влагосодержание воздуха при температуре и относительной влажности камеры.

d_0 - влагосодержание при 100% относительной влажности и температуре стенки трубы t_0 .

Для ребристых батарей коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{1}{\alpha}} \times eH$$

α_a -коэффициент теплоотдачи со стороны гладкой поверхности (к кипящему хладагенту или рассолу)

α - коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха к батарее, учитывающий передачу тепла конвекцией, лучеиспусканием и тепло с выпавшей влагой.

$E = 0,8 \dots 0,85$ – коэффициент, учитывающий влияние снегов шубы и загрязнений.

H - коэффициент, учитывающий число труб в батарее по вертикали,

При проектировании холодильных установок практические значения коэффициента теплоотдачи выбирают в зависимости от конструкции и расположения гладких и ребренных труб.

- для гладких труб $k=6...14$ Вт/м²град

Более высокие значения k относятся к одно и двухрядным горизонтально-трубчатым батареям, меньше – к потолочным пучкового типа.

- для аммиачных ребристых трехтрубных батарей с внутренней циркуляцией аммиака $k=4,5... 5,5$ Вт/м²град

- для пристенных 10-ти и 5 трубных $k=3,5... 4,5$ Вт/м²град

- для фреоновых ребристых батарей из труб $d=14 \times 1$ мм, $k=4...4,5$ Вт/м²-град(учитыв. к наружной поверхности)

Тепловой расчет воздухоохладителя сухого типа заключается в определении теплопередающей поверхности аппарата и количества циркулирующего через него воздуха.

Поверхность теплопередачи гладких или ребристых труб воздухоохладителя определяют:

$$F_6 = \frac{Q_{об}}{k\theta} = \frac{Q_{об}}{q_{fb}}$$

$Q_{об}$ - холодопроизводительность воздухоохладителя, Вт.

k – коэффициент теплопередачи между охлаждаемым воздухом и охлаждающей средой (холод. Агентом или рассолом или водой) Вт/м²град

θ - разность температур между средами $\theta=8...10^{\circ}\text{C}$.

При 100%-ном воздушном охлаждении нагрузка воздухоохладителя $Q_{ов}$ будет равна сумме всех теплопритоков для данной холодильной камеры.

При смешанном охлаждении на воздухоохладитель падает только часть нагрузки (около 30 %) остальная на охлаждающие батареи.

k - коэффициент теплопередачи сухих воздухоохладителей непосредственного охлаждения.

- k - гладкие трубы, движения воздуха вдоль трубы – $V_{м/с}=1,5-2$, $k=18... 21$ Вт/м²град.

- гладкие трубы, движение воздуха поперек трубы – $V_{м/с}=3-5$, $k=35-43$ Вт/м²град.

- ребристые трубы, $t_0=-40^{\circ}\text{C}$, $k=12$ Вт/м²град.

- ребристые трубы, $t_0=-20^{\circ}\text{C}$, $k=13$ Вт/м²град.

- ребристые трубы, $t_0=-15^{\circ}\text{C}$, $k=14$ Вт/м²град.

- ребристые трубы, $t_0=0^{\circ}\text{C}$, $k=17$ Вт/м²град.

Для подбора вентилятора определяют объем циркулирующего воздуха

$$V_{вод.} = \frac{3,6Q_{об}}{\theta(i_1 - i_2)} \text{ м}^3$$

ρ - плотность воздуха, кг/м³,

i_1 и i_2 энтальпии воздуха вначале и в конце охлаждения.

Производительность мокрого воздухоохладителя:

$$Q_{ов} = Fk\theta\xi$$

F - площадь поперечного сечения, перпендикулярного потоку воздуха;

k - коэффициент сухой теплопередачи Вт/м²;

Θ- коэффициент влаговыделения;

ξ – средняя разность температур между воздухом и охлаждающей средой (рассолом или водой (град.)

Для оросительного воздухоохладителя с насадкой из керамических колец

$$k=(280+1640\delta)Hw(w\rho)\times 1,163 \text{ Вт/м}^2\text{град}$$

δ- толщина орошаемого рабочего слоя колец, м=0,2...0,3 м

Hw- интенсивность орошения или высота дождя=4...6 м³/м²час

w- скорость движения воздуха в поперечном сечении=0,8...1,2 м/сек

В мокрых воздухоносителях температура охлажденного воздуха t₂ почти равна температуре охлажденной среды.

Количество охлаждающей жидкости на 1 кг охлаждаемого воздуха = 1:1 или 1:1,5 дм³/кг.

Потеря давления при проходе воздуха сквозь орошаемый слой:

$$\Delta p=[0,44\delta+(0,75+4,6\delta)] Hw(w\rho)^{(2,4-\delta)} \text{ мм. вод. ст.}$$

δ – толщина орошаемого рабочего слоя колец, м

Hw- интенсивность орошения или высота дождя м³/м²час

w- скорость движения воздуха, м/сек

ρ- плотность воздуха кг/ м³

2.3. Практические занятия, их содержание и объем в часах.

На практических занятиях студенты учатся и закрепляют теоретические знания по выбору типов устройств газопроводов, пневмопроводов, определению потерь, выбору и расчету требуемого оборудования для обеспечения технологий газом, сжатым воздухом, выбору и расчету устройств газовых горелок. На основе физических и термодинамических свойств хладагентов и теплоносителей построение теоретических циклов работы компрессоров и холодильных машин и расчеты теплообменных аппаратов для сравнительного анализа эффективности. Всего 15 часов.

№	Наименование тем	К-во часов
1	Гидравлический расчет газовых сетей	2
2	Расчет газовых горелок	2
3	Производство сжатого воздуха	2
4	Построение цикла одноступенчатой хладоновой холодильной машины	2
5	Схема одноступенчатой холодильной машины и ее холодопроизводительности, потребляемая мощность и степень термодинамического совершенства	2
6	Компрессоры холодильных машин	1
7	Расчет теплообменных аппаратов холодильных установок	2

Примеры практических заданий приведены в методических указаниях [1].

2.4. Самостоятельная работа студентов

Включает изучение лекционного материала и дополнительной литературы по дисциплине при подготовке к практическим занятиям.

Контроль степени усвояемости материала осуществляется с помощью вопросов для самопроверки, тестов, рефератов. Также на каждой лекции предусмотрен 5 минутный опрос студентов по ранее (и самостоятельно) изученному материалу. Объем и формы контроля самостоятельной работы отличаются для студентов дневной и заочной (в том числе сокращенной) форм обучения и приведены в методических указаниях для практических работ.

Темы для рефератов.

1. Фактические и прогнозные уровни производства и энергопотребления в Амурской области за 2001-2005гг.
2. Классификация горючих газов.
3. Элементы межцехового газопровода.
4. Очистка природного газа.
5. Потребление и нормы расхода газа.
6. Поступление и разгрузка жидкого органического топлива на промышленных предприятиях.
7. Потребность, ресурсы стоков воды, ПДК вредных ингредиентов санитарно- бытового водоснабжения.
8. Регулирование емкости и очистные сооружения природной воды.
9. Характеристика охладителей, допустимые потери воды при охлаждении.
10. Способы умягчения технической воды.
11. Методы очистки и обеззараживания воды.
12. Особенности работы струйных нагнетателей.
13. Фильтры для очистки воздуха.
14. Оборудование компрессорных станций.
15. Физические принципы получения низких температур.
16. Круговые процессы, совершаемые рабочими веществами. Три вида обратного цикла.
17. Хладоносители, теплоносители их свойства и область применения.
18. Потери на трение в компрессорах. Механический КПД.
19. Пароэтекторные холодильные машины.
20. Воздухоохладители и вспомогательные аппараты.

2.5. Перечень и темы промежуточных форм контроля занятий

В процессе изучения дисциплины предусмотрены следующие виды промежуточного контроля знаний студентов: пятиминутный опрос студентов на каждой лекции; выполнение 4 контрольных работ по темам, рассмотренным на практических занятиях; проведение двух коллоквиумов по лекционному материалу; студенты, не посещающие лекционные и практические занятия, представляют рефераты по пропущенным темам.

К промежуточным формам контроля знаний относятся:

- Блиц-опрос на лекциях по продленному материалу
- Контрольные работы
- Выполнение рефератов с последующей их защитой.

2.6. Вопросы к зачету

1. Величина суммарного мирового энергопотребления
2. Себестоимость добычи твердого и газообразного топлива
3. Классификация газовых сетей по уровню давления и конструктивному исполнению.
4. Схемы тупикового и разветвленного газопровода
5. Изменение давления, возникающие при движении газа
6. Удельные потери давления
7. Определение расходов газа для участков тупикового и кольцевого газопроводов.
8. Марки мазута и содержание в них серы
9. Условия разгрузки мазута в летний и зимний период
10. Основные направления использования воды на промышленном предприятии.
11. График и режимы водопотребления промышленными технологиями.
12. Системы производственного водоснабжения.
13. Определение расхода воды на участке разветвленной сети.
14. Требование к качеству технической воды.
15. Испарительные и поверхностные охладители.
16. Способы умягчения технической воды.
17. Методы очистки воды.
18. Назначение компрессорных станций.
19. Использование сжатого воздуха.
20. Машины и оборудование для получения сжатого воздуха.
21. Работа поршневого компрессора.
22. Анализ индикаторной диаграммы.
23. Расчет поршневого компрессора.
24. Фильтры для очистки воздуха.
25. Промежуточные охлаждающие устройства.
26. Воздухосборники (ресиверы).
27. Оборудование компрессорных станций.
28. Искусственное охлаждение.
29. Физические принципы получения низких температур.

30. Адиабатическое расширение и дросселирование.
31. Вихревой и термоэлектрический эффекты.
32. Термодинамические процессы и обратный цикл.
33. Схема и цикл работы одноступенчатой холодильной машины.
34. Теоретический расчет одноступенчатой холодильной машины.
35. Рабочие вещества паровых холодильных машин и требования, предъявляемые к ним.
36. Хладоносители, их свойства и область применения.
37. Анализ теоретических и действительных рабочих процессов в цилиндре компрессора.
38. Объемные потери в компрессоре.
39. Энергетические потери в действительном цикле.
40. Схема и цикл двух и многоступенчатых холодильных машин.
41. Теоретический расчет двухступенчатых холодильных машин.
42. Компрессоры холодильных машин.
43. Абсорбционные холодильные машины.
44. Пароэжекторные холодильные машины.
45. Воздушные компрессорные холодильные установки.
46. Испарители холодильных установок. Устройство и расчет.
47. Конденсаторы холодильных установок.
48. Переохладители и теплообменники.
49. Воздухоохладители и вспомогательные аппараты.
50. Системы распределения холода.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Основная литература

1. Системы производства и распределения энергоносителей промышленных предприятий – Минск: Высшая школа, 1999.-278с.:ИЛ
2. Абрамов Н.Н. Водоснабжение. М:Стройиздат, 1982.-440с
3. Ллабовский А.Н., Анцев Б.В., Романовский С.А. Газоснабжение и очистка промышленных газов. Киев: 1985.-192с.

Дополнительная литература

1. Мартынов А.В. Установки для трансформации тепла и охлаждения: сборник задач: Учебное пособие для вузов.- М.: Энергоатомиздат. 2003г.-200с
2. Степанчук В.Ф., Несенчук А.П. и др. Справочное пособие по теплотехническому оборудованию промышленных предприятий. Минск. 1983-256с.
3. Бабий В.И., Белоконова А.Ф. Энергетики и охрана окружающей среды М.:Энергия, 1979. 376с.

Методические пособия

1. Присяжная С.П., Глебова Е.С. Методические указания к практическим работам по курсу «Энергоснабжение». Издательство ДальГАУ- Благовещенск- 2002г.-61С