Библиотека СОК

Рой Дж. Доссат

ОСНОВЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Рой Дж. Доссат

ОСНОВЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Roy J. Dossat

PRINCIPLES OF REFRIGERATION

PRINCIPLES OF REFRIGERATION

Second Edition
SI Version

Roy J. Dossat
Professor of Mechanical Technology
University of Houston
Houston, Texas

John Wiley and Sons
New York
Chichester
Brisbane
Toronto

Рой Дж. Доссат

ОСНОВЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Под редакцией Л. Г. Каплана
Перевод с английского
М. Б. Розенберга

Москва
«Легкая и пищевая
промышленность»
1984

ББК 31.392
Д70
УДК 621.56.002.72.004.2

Доссат Рой Дж. Основы холодильной техники. Пер. с англ. — М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1984 — 520 с.

В книге американского ученого изложены физические и термодинамические основы холодильной техники. Описаны принципы действия холодильных машин, их термодинамические циклы, рассмотрены схемы различных машин. Приведена холодильная технология пищевых продуктов и режимы их холодильной обработки. Рассмотрены основы теории и конструкции компрессоров и теплообменных аппаратов, даны рекомендации по их выбору, размещению и монтажу. Содержатся справочные данные и рекомендации для практической работы.

Книга предназначена для инженерно-технических работников по монтажу, эксплуатации и проектированию холодильных установок.

Табл. 62. Ил. 355.

Д $\frac{2303050000\text{-}011}{044(01)\text{-}84}$ 11-84

© 1961, 1978, 1981 by John Wiley & Sons, Inc.
© Предисловие, перевод на русский язык издательство «Легкая и пищевая промышленность», 1984.

ПРЕДИСЛОВИЕ К РУССКОМУ ИЗДАНИЮ

Книга профессора Хьюстонского университета (США) Роя Дж. Доссата является учебником для колледжей, готовящих специалистов по холодильной технике.

В начале книги рассмотрены известные основные физические представления и законы, касающиеся молекулярного строения вещества, видов энергии и их преобразования, тепловых процессов с идеальными газами, психрометрии воздуха применительно к холодильной технике. Это необходимо для последующего усвоения процессов, происходящих в холодильных машинах, установках кондиционирования воздуха и камерах холодильной обработки и хранения пищевых продуктов.

Изложены принцип действия парокомпрессионных холодильных машин, теория их термодинамических циклов, рассмотрены диаграммы энтальпия—давление этих циклов. Приведены примеры расчета холодильных циклов, которые дают наглядное представление о влиянии режима работы на характеристики холодильных машин, и хорошо выполненные иллюстрации с указанием на них параметров состояния хладагента в различных точках рабочего цикла, охлаждаемого объекта и среды, охлаждающей конденсатор холодильной машины.

Большое место в книге отведено основам холодильной технологии пищевых продуктов: охлаждению, замораживанию и холодильному хранению. Дано описание холодильного оборудования для осуществления этих функций, а также торгового холодильного оборудования. Изложены основные положения по проектированию холодильников для пищевых продуктов, рекомендации по режимам хранения, охлаждения и замораживания фруктов, овощей, мясопродуктов.

Приведен обширный справочный материал, представляющий большой интерес для проектировщиков холодильников, в частности указаны рекомендуемые температуры, влажность, скорость движения воздуха и длительность хранения различных продуктов в холодильных камерах. Изложена методика расчета теплопритоков в камеры холодильников, а также даны характеристики основных теплоизоляционных материалов и конструкций.

Рассмотрены испарители для охлаждения жидких хладоносителей и воздуха, схемы и конструкции испарителей различного типа и назначения, методы регулирования подачи хладагента в испаритель. Приведены справочные таблицы теплофизических свойств жидких хладоносителей. Даны рекомендации по расчету, расположению испарителей и воздухоохладителей различного типа (непосредственного охлаждения и с промежуточным хладоносителем) в камерах холодильников и их монтажу.

Изложены основы теории поршневых компрессоров. Метод теплового расчета поясняется приведенными примерами. Следует также отметить наглядное графическое представление влияния режима работы компрессора на его параметры: коэффициент подачи, холодопроизводительность, потребляемую мощность.

Рассмотрены схемы регулирования холодопроизводительности машин, принцип действия и конструкции приборов и устройств для его осуществления.

Приведены схемы, конструкции, основы теплового расчета конденсаторов и градирен. Соответствующее внимание уделено экономному расходованию воды при охлаждении конденсаторов. Для конденсаторов с воздушным охлаждением и испарительных конденсаторов рассмотрены различные варианты поддержания необходимого давления конденсации в холодное время года. Полезны сведения по очистке конденсаторов водяного охлаждения от накипи и по замкнутым системам циркуляции воды, охлаждающей конденсатор.

Даны основы проектирования схем трубопроводов и центробежных насосов для воды и жидких хладоносителей, приведены гидравлические расчеты.

С привлечением большого объема справочных данных рассмотрены термодинамические и теплофизические свойства наиболее распространенных хладагентов. Показано влияние этих свойств на конструктивные и эксплуатационные показатели холодильных машин. Рассмотрены методы обнаружения утечек хладагентов, их физиологическое воздействие, допустимые концентрации в воздухе.

Большое внимание уделено приборам для автоматического регулирования подачи хладагента в испаритель. Особенно подробно рассмотрены терморегулирующие вентили, в том числе термоэлектрические. Приводятся их характеристики и рекомендуемые схемы установки в сочетании с испарителями различных типов. Интересны схемы холодильных машин с поплавковыми регуляторами уровня высокого и низкого давления, а также сведения по электромагнитным вентилям и дроссельным регуляторам давления.

Рассмотрены конструкции холодильных компрессоров, при этом значительное место отведено системам смазки и требованиям к маслам. Обширные сведения приведены по поршневым компрессорам, а также конструкциям их наиболее ответственных узлов. Дается четкое представление о ротационных, винтовых и центробежных компрессорах, принципе их действия и особенностях конструкции.

В книге приведены основные положения по проектированию трубопроводов хладагента. Описаны также запорная арматура, фильтры, осушители и индикаторы наличия воды в хладагенте. Имеется большой справочный материал по выбору трубопроводов, исходя из гидравлических сопротивлений и необходимости обеспечения переноса масла в вертикальных участках паровых трубопроводов (при движении вверх) для установок, работающих на хладагентах, которые растворяются в смазочных маслах.

Рассмотрены холодильные установки, работающие по сложным схемам и холодильным циклам (многоступенчатого сжатия, каскадные, многотемпературные), а также абсорбционные холодильные машины (водоаммиачные, бромистолитиевые и трехкомпонентные).

Наибольший интерес представляют схемы оттаивания испарителей для

охлаждения воздуха и рекомендации по оборудованию холодильных машин устройствами оттаивания.

В книге изложен материал по электрооборудованию холодильных установок, представлены основные и необходимые для специалистов по проектированию и эксплуатации холодильного оборудования сведения об электродвигателях, пусковых и защитных электроприборах, приборах автоматики, связанных со схемой питания электродвигателей для привода компрессоров, вентиляторов и насосов холодильной установки.

В приложении представлены таблицы и диаграммы, включающие сведения об испарителях, конденсаторах, компрессорно-конденсаторных агрегатах, компрессорах, градирнях, а также рекомендации по подбору водорегулирующих вентилей и центробежных насосов, выпускаемых американскими фирмами. Указанные таблицы и диаграммы оставлены в русском издании книги, поскольку на них базируются примеры расчетов.

Материал книги изложен доступно и лаконично, четко объясняется физическая сущность процессов, происходящих в холодильных установках и системах кондиционирования воздуха. Математические уравнения, необходимые для понимания теории холодильных машин, представлены в простом виде.

Многочисленные примеры расчетов и задачи способствуют самостоятельной подготовке специалистов по холодильной технике.

Характерной особенностью книги является то, что наряду с теоретическим и практическим материалом по холодильной технике и технологии в ней даны, как указывалось выше, основы физики, термодинамики и психрометрии, а также приведены сведения по гидравлике и электрооборудованию холодильных установок. Это позволит читателям освоить профессию холодильщика и повысить квалификацию без использования дополнительной литературы.

Существенным достоинством этой книги является большой объем практических и справочных сведений, связанных с эксплуатацией, монтажом и проектированием установок с холодильными машинами парокомпрессионного типа.

Абсорбционные холодильные машины рассмотрены в небольшом объеме, а пароэжекторные, термоэлектрические и другие типы холодильных машин не нашли отражения в этой книге, видимо, в связи с их малым распространением.

Книга Роя Дж. Доссата будет полезна специалистам по техническому обслуживанию, монтажу и проектированию холодильного оборудования.

Л. Г. Каплан

ПРЕДИСЛОВИЕ

В данном учебнике в доступной форме изложен полный курс по назначению и применению холодильного цикла и машинного оборудования. Книга написана для холодильных факультетов колледжей, однако расположение, широта охвата и способ изложения материала таковы, что книга может быть использована также для заочного и вечернего обучения, для повышения квалификации и для самообразования.

Несмотря на глубокое рассмотрение вопросов термодинамики холодильного цикла, нет необходимости в изучении специальной программы по этим вопросам и в предварительной учебной подготовке по физике и термодинамике. Первые главы посвящены основным положениям физики и термодинамики, включая введение в психрометрию, что является необходимым предварительным условием глубокого изучения вопросов машинного охлаждения.

В книге подчеркивается цикличный характер холодильной системы, и каждый узел системы рассматривается во взаимосвязи с другими узлами и со всей системой в целом. Большое внимание уделено взаимосвязи теории и практики. Приведены примеры решения практических задач. В приложении даны также таблицы характеристик холодильного оборудования.

Большая часть материала книги основана на информации из изданий Американского общества инженеров по отоплению, холодильной технике и кондиционированию воздуха, а также изданий следующих изготовителей оборудования:

Акме Индастриз, Инк.; Алко Вэлв Компани; Анаконда Метал Хоуз Дивижн, Америкен Брасс Компани; Белл энд Госсетт Компани; Бон Алюминиум энд Брасс Корпорейшн; Кэрриер Корпорейшн; Контроулз Компани оф Америка; Дин Продактс, Инк.; Детройт Контроулз Дивижн, Америкен Рейдиэтор энд Стандард Санитари Корпорейшн; Детройт Айс Машин Компани; Доул Рефриджерейтинг Компани; Донхэм-Буш, Инк.; Эдвардс Энджиниринг Корпорейшн; Э. И. Дюпон де Немюр энд Компани; Фризинг Эквипмент Сейлз, Инк.; Фрик Компани; Дженерал Контроулз Компани; Дженерал Электрик Компани; Халстед энд Митчелл; Ингерсолл-Рэнд Компани; Кеннард Дивижн, Америкен Эйр Филтер Компани, Инк.; Крамер Трентон Компани; Маккюзи, Инк.; Марли Компани; Марш Инструмент Компани; Мюллер Брасс Компани; Пенн Компани, Инк.; Престкоулд, Лтд.; Рикоулд Корпорейшн; Сингер Компани, Контроулз Дивижн; Спорлан Вэлв Компани; Текумсе Продактс Компани; Трантер Манюфекчуринг, Инк.; Тюбулар Эксчейнджер Манюфекчурерз Ассошиэйшн, Инк.; Тайлер Рефриджерейшн Корпорейшн; Вилтер Манюфекчуринг Компани; Уортингтон Корпорейшн; Йорк Корпорейшн, филиал Борг-Уорнер Корпорейшн.

Выражается благодарность всем этим фирмам за их вклад в виде фотографий и другого графического материала, а также за разрешение поместить соответствующие данные, без которых издание книги было бы невозможно.

Глава 1
ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ

МАССА И ПЛОТНОСТЬ ВЕЩЕСТВА

Масса m вещества, обычно выражаемая в граммах (г) или килограммах (кг), и объем V, обычно выражаемый в кубических сантиметрах ($см^3$) или кубических метрах ($м^3$), являются основными мерами измерения количества вещества. 1 $м^3$ = 1000000 $см^3$. Мерами измерения объема жидкости являются литр (л) или миллилитр (мл). 1 л = 0,001 $м^3$, а 1 мл = 1 $см^3$.

Плотность ρ — это масса вещества, заключенная в единице объема, а удельный объем v — величина, обратная плотности:

$$\rho = m/V, \qquad (1\text{-}1)$$

$$v = V/m. \qquad (1\text{-}2)$$

Плотность обычно выражают в килограммах на кубический метр (кг/$м^3$) или килограммах на литр (кг/л), а удельный объем — в кубических метрах на килограмм ($м^3$/кг) или литрах на килограмм (л/кг). Обратите внимание на то, что $\rho = 1/v$, а $v = 1/\rho$.

Ниже показано, что удельный объем и плотность вещества не являются постоянными величинами, а изменяются в зависимости от его температуры. Так, максимальная плотность воды примерно составляет 1000 кг/$м^3$ при температуре 4°С. Плотность воды снижается до 958 кг/$м^3$ при температуре 100°С, которая является точкой кипения воды при нормальном атмосферном давлении. При необходимости более точные величины могут быть определены по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара.

Относительная плотность вещества — это отношение плотности данного вещества к плотности какого-нибудь стандартного вещества. При работе с жидкостями за стандартное вещество обычно принимают воду, имеющую максимальную плотность (1000 кг/$м^3$). Если $\rho_в$ — плотность воды, то относительная плотность любого вещества будет

$$d = \rho/\rho_в. \qquad (1\text{-}3)$$

Относительная плотность — безразмерная величина.

МАССОВЫЙ И ОБЪЕМНЫЙ РАСХОД

Если массу выражают в граммах (г) или килограммах (кг), то массовый расход измеряют в граммах в секунду (г/с) или килограммах в секунду (кг/с). Кроме того, единицами массового расхода являются килограмм в минуту (кг/мин) и килограмм в час (кг/ч). Подобным же образом, когда объем выражают в литрах (л) или кубических метрах ($м^3$), то объемный расход потока определяют в литрах в секунду (л/с), кубических метрах в секунду ($м^3$/с), кубических метрах в минуту ($м^3$/мин) или кубических метрах в час ($м^3$/ч).

Из уравнений (1-1) и (1-2) можно определить в соответствующих единицах следующие соотношения между массой и объемом или массовым расходом и объемным расходом потока:

$$m = V\rho = V/v, \qquad (1\text{-}4)$$

$$V = mv = m/\rho, \qquad (1\text{-}5)$$

где m — масса или массовый расход потока; V — объем или объемный расход потока.

Пример 1-1. Объемный расход воды через трубу составляет 0,03 $м^3$/с. Чему равен массовый расход?

Решение. Принимая плотность воды равной 1000 кг/$м^3$ и используя уравнение (1-4), получим $m = 0{,}03$ $м^3/с \cdot 1000 = 30$ кг/с.

СКОРОСТЬ ДВИЖЕНИЯ

Простейшей формой движения тела является прямолинейное движение с постоянной скоростью. Такое движение имеет место, когда тело в единицу времени перемещается в одном направлении на одинаковое расстояние. Тело, перемещающееся таким

образом, движется с постоянной скоростью. Скорость, таким образом, является векторной величиной и обозначает как направление движения, так и его количественную характеристику.

Скорость движения тела — это расстояние, на которое тело перемещается в единицу времени. Независимо от того, является ли скорость движения постоянной или нет, средняя скорость — это расстояние, на которое тело перемещается, деленное на время, требуемое для этого перемещения:

$$v = s/t, \qquad (1\text{-}6)$$

где v — скорость движения тела, м/с (м/мин, км/ч); s — пройденное расстояние, м (км); t — продолжительность движения, с (мин, ч).

Пример 1-2. Снаряд перемещается на 1000 м за 3,5 с. Рассчитать среднюю скорость его движения.

Р е ш е н и е. Применяя уравнение (1-6), получим v = 1000 м/3,5 с = 285,7 м/с.

УСКОРЕНИЕ

Тело часто движется с переменной скоростью. Движение с переменной скоростью называется движением ускорения, а изменение скорости называется ускорением a. Ускорение может быть положительным или отрицательным в зависимости от того, увеличивается или уменьшается скорость движения.

Простейшая форма движения с ускорением — это равномерное движение с таким ускорением, когда движение осуществляется в одном направлении, а изменение скорости постоянно. В таких случаях, если начальная скорость движения v_0, то мгновенная скорость v_i через t секунд будет равна

$$v_i = v_0 + at. \qquad (1\text{-}7)$$

Если тело начинает движение из состояния покоя (т. е. начальная скорость v_0 равна нулю), то уравнение (1-7) может быть упрощено:

$$v_i = at. \qquad (1\text{-}8)$$

Тогда

$$t = v_i/a \qquad (1\text{-}9)$$

и

$$a = v_i/t. \qquad (1\text{-}10)$$

Средняя скорость движения v тела с равномерным ускорением из состояния покоя равна $v_i/2$. Тогда в соответствии с уравнением (1-6) расстояние s, пройденное телом за t секунд, равно

$$s = v_i t/2 = at^2/2. \qquad (1\text{-}11)$$

Свободное падение тела является наиболее характерным примером движения с равномерным ускорением. Тело, падающее свободно только под действием силы тяжести, имеет ускорение 9,807 м/с^2. Эта величина известна как ускорение свободного падения g, или универсальная гравитационная постоянная. Влияние силы тяжести на тело уменьшается с увеличением высоты (над уровнем моря). Следовательно, местное ускорение свободного падения зависит от высоты, а также от географической широты места, так как диаметр земного шара несколько больше у экватора. Приведенная величина ускорения рассчитана для широты 45°, но ее можно применять с достаточной точностью для любой широты.

Пример 1-3. Стальной шарик массой 0,21 кг начинает падать из состояния покоя с крыши здания по направлению к земле. Вычислить скорость движения шарика в момент его удара о землю и высоту здания, если продолжительность падения 3,5 с. При этом трением шарика о воздух можно пренебречь.

Р е ш е н и е. По уравнению (1-8) находим

$$v_i = 9{,}807 \text{ м/с}^2 \cdot 3{,}5 \text{ с} = 34{,}32 \text{ м/с}.$$

Применяя уравнение (1-11), определяем высоту здания: s = 34,32 м/с · 3,5 с = 60 м.

СИЛА

Сила — векторная величина, служащая мерой взаимодействия тел. Сила заставляет тело двигаться, останавливаться или изменять направление движения. Под действием силы можно также изменить размер или форму тела, т. е. тело можно закрутить, изогнуть, растянуть, сжать.

Единица измерения силы[1] — ньютон. Один ньютон равен силе, сообщающей телу массой один килограмм ускорение 1 м/с^2 в направлении действия силы:

$$F = ma, \qquad (1\text{-}12)$$

где F — сила, Н; m — масса, кг; a — ускорение, м/с^2.

Пример 1-4. Тело массой 15 кг движется под действием неуравновешенной силы с ускорением 10 м/с^2 в направлении равнодействующей силы. Вычислить величину силы.

Р е ш е н и е. По уравнению (1-12) находим F = 15 кг · 10 м/с^2 = 150 Н.

Силу тяжести, или гравитационную силу, действующую на тело, определяют, подстав-

[1] Хотя сила, как и скорость, является векторной величиной, но в данной книге она будет рассматриваться как скалярная величина.

ляя в уравнение (1-12) вместо ускорения a местное ускорение свободного падения g. Следовательно, уравнение (1-12), если его используют для вычисления гравитационной силы, можно записать следующим образом:

$$F = mg, \qquad (1\text{-}13)$$

где g — ускорение свободного падения, Н/кг, которое, как указывалось ранее, равно 9,807 м/с^2.

Пример 1-5. Определить гравитационную силу, действующую на тело массой 25 кг.

Решение. По уравнению (1-13) находим $F = 25$ кг $\cdot$ 9,807 Н/кг $= 245{,}18$ Н.

ДАВЛЕНИЕ

Давление — это сила, действующая на поверхность тела в направлении, перпендикулярном этой поверхности. Если сила неравномерно действует на данную поверхность, то среднее давление в любой точке поверхности можно рассчитать делением силы на общую площадь поверхности:

$$p = F/S, \qquad (1\text{-}14)$$

где p — давление, Н/м^2, или Па; F — сила, Н; S — площадь поверхности, м^2.

Поскольку $F = ma$, то

$$p = ma/S, \qquad (1\text{-}15)$$

и в случаях, когда a равно g,

$$p = mg/S. \qquad (1\text{-}16)$$

Пример 1-6. Прямоугольный бак размером 2×3 м частично заполнен водой, масса которой 18 000 кг Определить гравитационную силу и давление, действующие на дно бака.

Решение.

Гравитационная сила $F = 18\,000$ кг $\times$ $\times$ 9,807 Н/кг $= 176\,526$ Н.

Площадь поверхности дна бака 6 м^2. Согласно уравнению (1-14) $p = 176\,526$ Н/6 м^2 $= 29\,421$ Па, или Н/м^2.

Обратите внимание на то, что в уравнении (1-14) единицей давления является паскаль (Па). Давление равно 1 Па, когда сила в 1 Н равномерно действует на площадь в один квадратный метр.

Ниже показано, что давление измеряется также высотой столба жидкости. Когда используют ртуть, давление выражают в миллиметрах ртутного столба (мм рт. ст). При использовании воды давление выражают в миллиметрах водяного столба (мм вод. ст.).

Атмосферное давление

Земной шар окружен атмосферой толщиной 80 км. В связи с тем что воздух имеет массу и подвержен действию гравитации, он создает давление, которое называется атмосферным. Представьте себе воздушную колонну с площадью поперечного сечения 1 м^2 и высотой от поверхности земли до верхней границы атмосферы. Гравитационная сила, создаваемая у основания колонны, равна 101325 Н. В связи с тем что эта сила действует на 1 м^2, давление атмосферы составляет 101325 Н/м^2, или Па. Эта величина нормального барометрического (атмосферного) давления на уровне моря, которую иногда называют давлением в одну атмосферу. Обратите внимание на то, что давление в одну атмосферу приблизительно равно давлению 0,1 МПа.

Атмосферное давление непостоянно и изменяется в зависимости от температуры, влажности и других параметров окружающей среды. Давление зависит также от высоты, причем оно понижается с ее увеличением.

Для измерения атмосферного давления применяют барометры. Существует несколько типов барометров. Простой барометр для измерения давления в единицах ртутного столба изготовляют из стеклянной трубки, один конец которой запаян. Трубку заполняют ртутью примерно на высоту 1 м, затем закрывают открытый конец трубки указательным пальцем, переворачивают трубку этим концом вниз и опускают его в открытый сосуд с ртутью. Когда конец трубки открывают, убрав палец, уровень ртути в трубке понизится и в ней у запаянного конца создается почти абсолютный вакуум (рис. 1-1). Под действием давления атмосферы на ртуть, находящуюся в открытом сосуде, ртуть в трубке поднимается на высоту, соответствующую давлению. Следовательно, высота ртутного столба в трубке (мм рт. ст.) является мерой измерения давления атмосферы. Нормальное давление

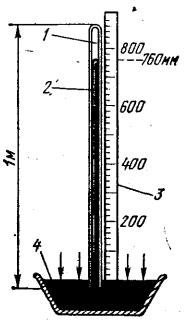


Рис. 1-1. Воздействие атмосферного давления на открытый сосуд с ртутью (величина давления определяет высоту столба ртути):

1 — вакуум; *2* — стеклянная трубка; *3* — шкала; *4* — сосуд с ртутью

атмосферы 101325 Па (на уровне моря), действующее на открытый сосуд, поднимает столб ртути в трубке на высоту 760 мм. Из этого следует, что столб ртути высотой 760 мм эквивалентен давлению 101325 Па. Находим, что 1 мм рт. ст. соответствует давлению около 133,3 Па.

На основании вышеуказанного и с учетом плотности ртути при 0° С могут быть получены следующие соотношения:

$$1 \text{ см рт. ст.} = 1333{,}2 \text{ Па}; \quad (1\text{-}17)$$

$$1 \text{ мм рт. ст.} = 133{,}32 \text{ Па}; \quad (1\text{-}18)$$

$$1 \text{ Па} = 7{,}5 \cdot 10^{-4} \text{ см рт. ст.}; \quad (1\text{-}19)$$

$$1 \text{ Па} = 7{,}5 \cdot 10^{-3} \text{ мм рт. ст.} \quad (1\text{-}20)$$

Под действием нормального атмосферного давления, равного 101325 Па, столб воды (при 4° С) в вертикальной трубке поднимается примерно на 10,332 м. Следовательно, можно вывести следующие зависимости:

$$1 \text{ м вод. ст.} = 9806{,}65 \text{ Па}; \quad (1\text{-}21)$$

$$1 \text{ мм вод. ст.} = 9{,}807 \text{ Па}; \quad (1\text{-}22)$$

$$1 \text{ Па} = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м вод. ст.}; \quad (1\text{-}23)$$

$$1 \text{ Па} = 1 \cdot 10^{-1} \text{ мм вод. ст.} \quad (1\text{-}24)$$

Пример 1-7. Ртутный барометр показывает давление 764 мм рт. ст. Определить атмосферное давление в паскалях.

Решение. По уравнению (1-18) определяем атмосферное давление:

$$764 \text{ мм рт. ст.} \times 133{,}32 = 101{,}856 \text{ кПа}.$$

Пример 1-8. Вычислить высоту водяного столба в метрах, эквивалентную давлению 15 кПа.

Решение. Согласно уравнению (1-21) высота водяного столба равна 15000 Па/9806,65 = 1,53 м.

Манометры — это приборы для измерения давления среды (газообразной или жидкой) в закрытом сосуде. В холодильной технике обычно используют два типа манометров: гидравлические и пружинные.

В гидравлическом манометре для измерения давления используют жидкость. Высота столба указывает на величину давления. В манометрах этого типа обычно применяют воду или ртуть. Соответственно эти приборы называют водяным или ртутным манометром. Простой барометр, описанный выше, является гидравлическим прибором.

Простой ртутный манометр (рис. 1-2) состоит из U-образной трубки, открытой с обоих концов и частично заполненной ртутью. Когда оба колена U-образной трубки открыты, давление атмосферы на ртуть в трубке с обоих концов, а следовательно, и высота двух столбов ртути одинаковы. Высоту двух столбов ртути в этом положении отмечают как нулевую точку на шкале. Шкалу калибруют в миллиметрах для того, чтобы определить величину отклонения ртутных столбов от нулевой точки в любом направлении (рис. 1-2, *а*).

Для определения давления одно колено U-образной трубки соединяют с сосудом, в котором необходимо измерить давление. Давление в сосуде действует на ртуть в одном колене трубки, а атмосферное давление действует на ртуть в другом (открытом) колене трубки. Если давление в сосуде выше атмосферного, то уровень ртути в колене трубки на стороне сосуда понижается, а уровень ртути в открытом колене трубки повышается на такую же величину (рис. 1-2, *б*). Если давление в сосуде меньше атмосферного, то уровень ртути в открытом колене понижается,

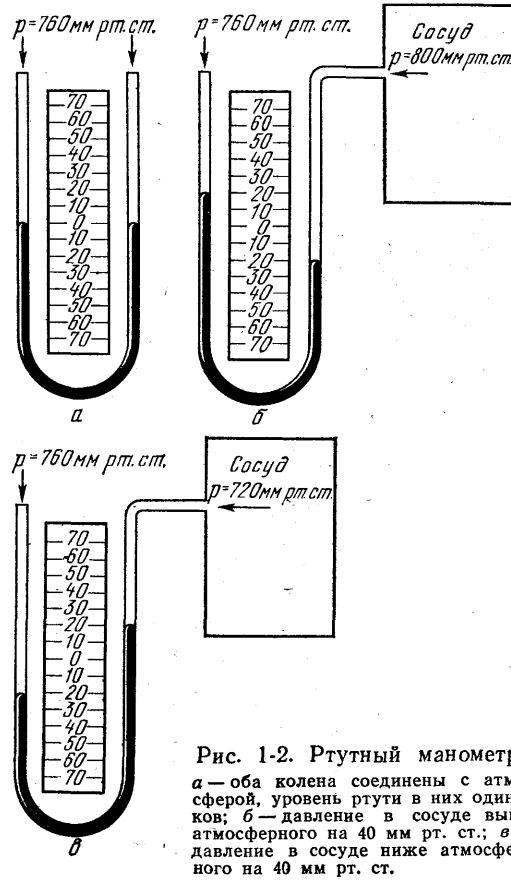


Рис. 1-2. Ртутный манометр:
а — оба колена соединены с атмосферой, уровень ртути в них одинаков; *б* — давление в сосуде выше атмосферного на 40 мм рт. ст.; *в* — давление в сосуде ниже атмосферного на 40 мм рт. ст.

а уровень ртути в колене, соединенном с сосудом, повышается на равную величину (рис. 1-2, *в*). В любом случае разность высот двух столбов ртути является мерой разности между абсолютным давлением среды в сосуде и атмосферным давлением.

Из рис. 1-2, *б* видно, что уровень ртути на 20 мм ниже нулевой точки в колене U-образной трубки, соединенной с сосудом, и на 20 мм выше нулевой точки в открытом колене трубки. Это свидетельствует о том, что давление в сосуде выше атмосферного на 40 мм рт. ст. (533 Па). На рис. 1-2, *в* показано, что уровень ртути понизился на 20 мм в открытом колене трубки и повысился на 20 мм в колене, соединенном с сосудом. Это указывает на то, что давление в сосуде на 40 мм рт. ст. (533 Па) ниже атмосферного. Давление ниже атмосферного обычно называют вакуумом и также измеряют в миллиметрах ртутного столба.

Водяные манометры применяют для измерения небольших давлений. Как указывалось ранее, нормальное атмосферное давление, поддерживающее столб ртути на высоте 760 мм, поднимает столб воды примерно на 10,33 м.

Если требуется повышенная точность измерений, то в показания манометров вносят поправки на колебания температуры, так как все среды подвергаются тепловому расширению и сжатию при изменении температуры.

Основные физические величины, в том числе давление, даны ниже.

Величина	Единица измерения
Длина	м
Площадь	$м^2$
	$см^2$
Объем	$м^3$
	л
Объемный расход	$м^3/с$
	л/с
Масса	кг
Массовый расход	г/с
Удельный объем	$м^3/кг$
	$см^3/г$
Плотность	$кг/м^3$
Скорость	м/с
Давление	Па ($Н/м^2$)
	м вод.ст.
Сила	Н
Работа и энергия	Дж
Мощность	Вт (Дж/с)
Удельная теплоемкость (или удельная энтропия)	Дж/(кг·К)
Удельная энтальпия	Дж/кг
Теплопроводность	Вт/(м·К)
Коэффициент теплопередачи (или теплоотдачи)	$Вт/(м^2 \cdot К)$

В связи со слишком большой требуемой длиной трубки и из-за других практических соображений гидравлические манометры обычно не используют для измерения давления намного выше одной атмосферы. Пружинные манометры с трубкой Бурдона широко используют для измерения больших давлений, встречающихся в холодильной технике. Исполнительный механизм пружинного манометра показан на рис. 1-3. Трубка Бурдона представляет собой изогнутую эллиптическую металлическую трубку, которая стремится выпрямиться при повышении давления среды в ней и скручиваться при понижении давления. Любое изменение кривизны трубки передается через систему шестерен на стрелку. Направление и величина перемещения стрелки зависят от направления и величины изменения кривизны трубки.

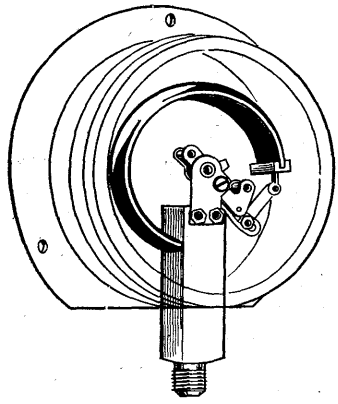


Рис. 1-3. Механизм пружинного манометра

Пружинными манометрами измеряют давление выше или ниже атмосферного. Приборы, предназначенные для измерения давления выше атмосферного, называются манометрами (рис. 1-4, *а*), а для измерения давления ниже атмосферного — вакуумметрами (рис. 1-4, *б*). Давление выше и ниже атмосферного во многих случаях измеряют с помощью мановакуумметров (рис. 1-4, *в*). Манометры калибруют от 0 до 2000 кПа, вакуумметры — от 0 до —100 кПа, мановакуумметры — от —100 кПа до 1500 кПа.

Абсолютное и манометрическое давление

Абсолютное давление — это «общее», или «действительное», давление среды, а манометрическое давление — это давление, показываемое манометром. Необходимо помнить, что манометры имеют нулевую точку

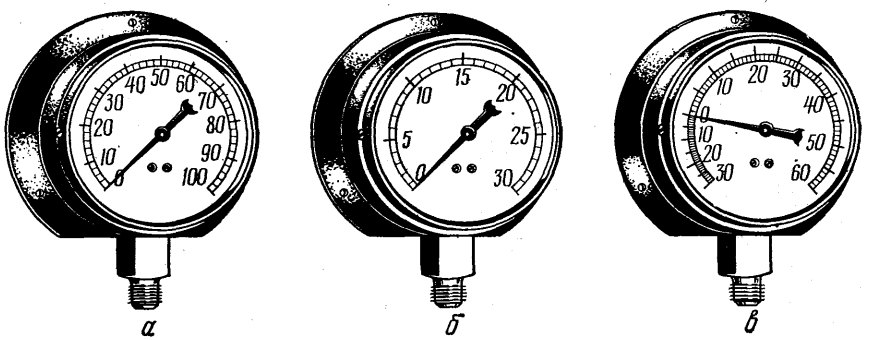


Рис. 1-4. Пружинные приборы для измерения давления:
а — манометр; *б* — вакуумметр, *в* — мановакуумметр

при атмосферном давлении. Следовательно, ни гидравлический, ни пружинный манометр не измеряет абсолютное давление среды в сосуде. С помощью манометров определяют только разность между абсолютным давлением среды в сосуде и атмосферным давлением. Когда давление среды выше атмосферного, абсолютное давление среды в сосуде определяют, прибавляя атмосферное давление к манометрическому, а когда давление среды ниже атмосферного, абсолютное давление среды находят, вычитая манометрическое давление из атмосферного. Разница между абсолютным давлением и манометрическим графически показана на рис. 1-5.

Пример 1-9. Манометр, размещенный на холодильном конденсаторе, показывает

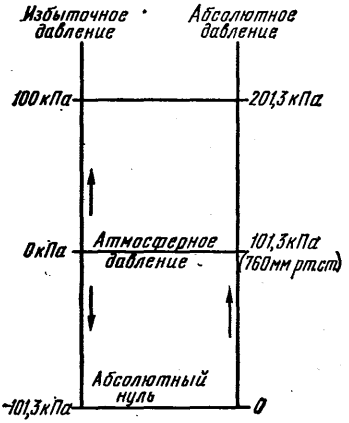


Рис. 1-5. Соотношение между абсолютным и избыточным давлением (манометр имеет нулевую отметку шкалы при атмосферном давлении)

давление 850 кПа. Каково абсолютное давление холодильного агента в конденсаторе?

Р е ш е н и е. В связи с тем что не известно показание барометра, принимаем, что атмосферное давление на уровне моря нормальное (101,325 кПа). Так как давление холодильного агента выше атмосферного, то атмосферное давление, равное 101,325 кПа, прибавляем к манометрическому давлению, равному 850 кПа. Следовательно, абсолютное давление агента равно 951,325 кПа.

Пример 1-10. Мановакуумметр на всасывающем патрубке компрессора показывает —1,5 кПа, а барометр 758 мм рт. ст. (101 кПа). Определить абсолютное давление пара хладагента на входе в компрессор.

Р е ш е н и е. Так как давление пара на входе в компрессор ниже атмосферного, то манометрическое давление пара (—1,5 кПа) вычитаем из атмосферного в 101 кПа. В результате получаем, что абсолютное давление пара равно 99,5 кПа.

Пример 1-11. Давление пара хладагента при сжатии увеличилось с —50 кПа до 630 кПа. Рассчитать, на сколько повысилось давление в килопаскалях.

Р е ш е н и е. Если начальное давление пара ниже атмосферного, то повышение давления пара определяем суммированием двух давлений: 50 + 630 = 680 кПа.

Ниже в тексте, если не будет специально указано, давление, выражаемое в килопаскалях (кПа), это манометрическое давление, а давление, обозначаемое в мегапаскалях (МПа), это абсолютное давление.

РАБОТА

Механическая работа совершается тогда, когда сила, приложенная к телу, перемещает его на некоторое расстояние. Дейст-

вие силы параллельно направлению движения. Количество совершенной работы A равно силе F, умноженной на расстояние s, на котором действует сила, т. е.

$$A = Fs, \qquad (1\text{-}25)$$

где A — совершенная работа, Дж; F — сила, Н; s — расстояние, м.

В связи с тем что $F = ma$, то

$$A = mas, \qquad (1\text{-}26)$$

а в случаях, когда a равно g,

$$A = mgs. \qquad (1\text{-}27)$$

Пример 1-12. Вентилятор массой 165 кг поднимают на крышу здания высотой 96 м. Пренебрегая трением и другими потерями, рассчитать совершенную работу.

Р е ш е н и е. В данном случае сила F является гравитационной, т. е. $F = mg$. Следовательно, применяя уравнение (1-27), находим $A = 165$ кг $\times$ 9,807 Н/кг $\times$ 96 м $=$ $=$ 155343 Дж $=$ 155,34 кДж.

Пример 1-13. Большой ящик перемещается на расстояние 110 м на горизонтальном конвейере при силе трения 92 Н. Определить совершенную работу.

Р е ш е н и е. По уравнению (1-25) получаем

$$A = 92 \text{ Н} \times 110 \text{ м} = 10120 \text{ Дж} = 10{,}12 \text{ кДж}.$$

МОЩНОСТЬ

Мощность — это работа, выполняемая в единицу времени. Единицей мощности является ватт (Вт). Один ватт — это работа в один джоуль, совершенная в одну секунду (Дж/с). Мощность определяют с помощью следующего соотношения:

$$W = A/t = Fs/t = mas/t = mgs/t, \qquad (1\text{-}28)$$

где W — мощность, Вт; A — работа, Дж; t — время, с.

Пример 1-14. Пренебрегая трением и другими потерями, рассчитать мощность, требуемую для подъема в течение 5 мин вентилятора, описанного в примере 1-12.

Р е ш е н и е. Из примера 1-12 следует, что совершенная работа равна 155343 Дж. Известно, что продолжительность подъема составляет 5 мин (300 с). Применяя уравнение (1-28), находим

$$W = 155343 \text{ Дж}/300 \text{ с} = 517{,}81 \text{ Вт}.$$

Пример 1-15. Пренебрегая трением и другими потерями, определить мощность, требуемую для подачи 0,02 м^3/с воды в бак, расположенный на высоте 130 м над уровнем земли.

Р е ш е н и е. Принимая плотность воды равной 1000 кг/м^3, по уравнению (1-28) находим

$$W = 0{,}02 \text{ м}^3 \times 1000 \text{ кг/м}^3 \times 9{,}807 \text{ Н/кг} \times$$
$$\times 130 \text{ м/1 с} = 25498 \text{ Вт} = 25{,}5 \text{ кВт}.$$

ЭНЕРГИЯ

Считается, что тело обладает энергией, если оно может совершить работу. Энергия, требуемая для совершения определенной работы, всегда точно соответствует выполненной работе. Таким образом, количество энергии в теле всегда равно количеству работы, которое тело может совершить при переходе из одного положения или состояния в другое. Энергия, как и работа, измеряется в джоулях (Дж).

Кинетическая энергия

Согласно представлениям молекулярно-кинетической теории энергия вещества представляет собой сумму кинетической и потенциальной энергии его молекул. Кинетическая энергия тела обусловлена скоростью движения и массой молекул. Например, падающее тело, текущая среда, движущиеся части оборудования обладают кинетической энергией, так как они движутся. Кинетическая энергия тела K_l является функцией его массы m и скорости движения v:

$$K_l = mv^2/2, \qquad (1\text{-}29)$$

где K_l — кинетическая энергия, Дж; m — масса, кг; v — скорость, м/с.

Пример 1-16. Автомобиль массой 1625 кг движется со скоростью 50 км/ч. Какова его кинетическая энергия?

Р е ш е н и е. Скорость $v = 50$ км/ч $=$ $=$ 13,89 м/с. Применяя уравнение (1-29), находим

$$K_l = 1625 \text{ кг} \times 13{,}89 \text{ м/с}^2/2 = 156{,}8 \text{ кДж}.$$

Потенциальная энергия

Потенциальная энергия тела обусловлена взаимным расположением и силами сцепления молекул. Работа, которую тело может совершить при переходе из данного положения или состояния в какое-либо исходное положение или состояние, является мерой измерения потенциальной энергии тела. Например, головка копра для забивки свай обладает потенциальной энергией, когда она поднята на некоторую высоту. При падении головка забивает сваю, совершая работу. Сжатая стальная пружина или растянутая

резиновая полоска обладает потенциальной энергией вследствие изменения ее конфигурации. Поэтому они могут совершить работу, так как стремятся вернуться в исходное состояние.

Гравитационную потенциальную энергию тела можно определить по следующему уравнению:

$$P_l = mgl, \qquad (1\text{-}30)$$

где P_l — потенциальная энергия, Дж; m — масса, кг; g — ускорение свободного падения, Н/кг; l — высота над произвольно выбранной стандартной точкой, м.

Пример 1-17. В баке, расположенном на высоте 110 м над уровнем земли, содержится 150 м³ воды. Определить гравитационную потенциальную энергию воды.

Решение. Принимая, что плотность воды равна 1000 кг/м³, общая масса воды составляет 150000 кг. По уравнению (1-30) находим

$$P_l = 150000 \text{ кг} \times 9{,}807 \text{ Н/кг} \times 110 \text{ м} = 147105 \text{ кДж}.$$

Суммарная внешняя энергия

Суммарная внешняя энергия тела — это сумма его кинетической и потенциальной энергии.

Пример 1-18. Определить суммарную внешнюю энергию 1 кг воды, протекающей со скоростью 50 м/с по желобу, смонтированному на высоте 200 м над уровнем моря.

Решение. Применяя уравнение (1-29), находим

$$K_l = 1 \text{ кг} \times (50 \text{ м/с})^2/2 = 1{,}25 \text{ кДж}.$$

Потенциальную энергию определяем по уравнению (1-30):

$$P_l = 1 \text{ кг} \times 9{,}807 \text{ Н/кг} \times 200 \text{ м} = 1{,}96 \text{ кДж}.$$

Следовательно, суммарная внешняя энергия равна $1{,}25 + 1{,}96 = 3{,}21$ кДж.

Закон сохранения энергии

Первое начало термодинамики гласит, что количество энергии в любой термодинамической системе постоянно. Энергия не исчезает и не появляется, а переходит из одной формы в другую.

Работа, совершенная с участием тела для сообщения ему движения, изменения его положения или конфигурации, сохраняется в нем в виде энергии. Во всех случаях сохраняемая энергия равна совершенной работе. В связи с тем что энергия может быть кинетической или потенциальной, она проявляется в самых различных формах, например в виде механической, электрической, химической, а также энергии тепловой, и легко переходит из одного вида в другой. Электрическая энергия, например, переходит в теплоту в электрическом тостере или нагревателе, в механическую энергию — в электродвигателях и других электрических аппаратах. Механическая, химическая энергия и теплота преобразуются в электрическую энергию в генераторе, батарее и термопаре соответственно. Химическая энергия преобразуется в теплоту в химических реакциях, например при горении или окислении. Это только несколько примеров бесчисленного количества видов преобразования энергии. Определены многие закономерности преобразования различных форм энергии, причем некоторые из них представляют особый интерес при изучении холодильной техники и потому будут рассмотрены в дальнейшем.

ЗАДАЧИ

1-1. Бак, имеющий размер основания 0,85 × 1,8 м, заполнен водным раствором хлористого натрия (рассолом) на высоту 0,68 м. Общая масса рассола 1238 кг. Определить удельный объем и плотность рассола.

1-2. Бак с размером основания 1,5 × × 0,7 м заполнен на высоту 0,8 м 60%-ным раствором этиленгликоля с плотностью 1,1 кг/л. Каковы общая масса и удельный объем раствора гликоля?

1-3. Постоянная сила в 630 Н действует на тело массой 8 кг. Чему равно ускорение тела?

1-4. Рассчитать силу, требуемую для передачи телу массой 15 кг ускорения 20 м/с².

1-5. Определенная масса воды создает гравитационную силу в 40 Н. Какова масса воды?

1-6. Рассчитать гравитационную силу тела массой 3,73 кг.

1-7. Исходя из условий задачи 1-1, определить силу и давление, действующие на дно бака.

1-8. Цилиндрический бак высотой 1,1 м имеет диаметр дна 0,3 м. Если давление на дно бака 1240 Па, какова сила, действующая на дно?

1-9. Барометр показывает 756 мм рт. ст. Каково атмосферное давление в паскалях?

1-10. Ртутный манометр показывает 360 мм рт. ст. вакуума. Определить абсолютное давление в паскалях.

1-11. Манометр на холодильном конденсаторе показывает 832 кПа, а барометр на стене показывает 770 мм рт. ст. Каково абсолютное давление холодильного агента в конденсаторе?

1-12. Манометр на стороне всасывания холодильного компрессора показывает 35 кПа, а манометр на стороне нагнетания — 680 кПа. На сколько повысилось давление пара холодильного агента в цикле сжатия?

1-13. Абсолютное давление пара на входе в компрессор 0,09 МПа, а абсолютное давление нагнетаемого пара 0,85 МПа. Определить, на сколько повысилось давление пара в цикле сжатия.

1-14. Пренебрегая трением и другими потерями, определить мощность, требуемую для объемной подачи 0,8 м^3/с воды по вертикали на 30 м.

1-15. Поток воды в трубе имеет среднюю скорость 2,3 м/с. Какова кинетическая энергия 1 кг воды?

1-16. Автомобиль, имеющий массу 8500 кг, движется со скоростью 105 км/ч. Рассчитать кинетическую энергию.

1-17. На протяжении 630 км русло реки имеет перепад высоты 0,7 м/км. Какова общая потеря потенциальной энергии 1 кг воды, протекающей по данному участку реки?

Глава 2
ВЕЩЕСТВО, ВНУТРЕННЯЯ ЭНЕРГИЯ, ТЕПЛОТА, ТЕМПЕРАТУРА

ТЕПЛОТА

Теплота является видом энергии. Это очевидно из того, что теплота может быть преобразована в другие виды энергии, и наоборот. Термодинамически теплота определяется как энергия, переходящая из одного тела в другое в результате разности температур между двумя телами. Все другие виды перехода энергии происходят в виде работы.

МОЛЕКУЛЯРНОЕ СТРОЕНИЕ ВЕЩЕСТВА

Все, что имеет массу или занимает определенный объем, т. е. любое вещество, состоит из молекул. Молекула — это наименьшая частица данного вещества, на которую его можно разделить с сохранением первоначальных свойств. Например, крупицу поваренной соли (NaCl) можно разделить на отдельные молекулы, и каждая молекула будет молекулой соли, т. е. первоначального вещества. Однако все молекулы состоят из атомов. Так, молекула соли состоит из одного атома натрия и одного атома хлора. Поэтому, если молекула соли разделена на атомы, последние не будут атомами соли, т. е. первоначального вещества, а атомами двух совершенно различных веществ, а именно: одного атома натрия и одного атома хлора.

Существуют некоторые вещества, молекулы которых состоят только из одного атома. Молекула кислорода O_2, например, состоит из двух атомов кислорода. Если молекулу кислорода разделить на два составляющих его атома, то каждый атом будет атомом кислорода, т. е. первоначального вещества. Однако атомы кислорода не будут стойкими в этом состоянии. Они не останутся свободными, и отдельные атомы кислорода при возможности будут соединяться с атомами или молекулами другого вещества, образуя новое соединение, или будут соединяться друг с другом, повторно образуя молекулы кислорода.

Молекулы, составляющие вещество, находятся в непрерывном движении и связаны между собой силами взаимного притяжения, т. е. сцепления. Силы притяжения, имеющиеся в молекулах, можно сравнить с притяжением, которое существует между противоположными электрическими зарядами или между противоположными магнитными полюсами. При увеличении расстояния между молекулами силы взаимного притяжения уменьшаются. Между молекулами имеется некоторое пространство, и они относительно свободно перемещаются. Известно также, что молекулы находятся в состоянии постоянной и быстрой вибрации или движения, причем интенсивность

и величина вибрации или движения зависят от количества заключенной в них энергии.

ВНУТРЕННЯЯ ЭНЕРГИЯ ТЕЛА

В главе 1 было указано, что тело обладает внешней механической энергией вследствие его движения, а также изменения положения или конфигурации относительно какого-либо исходного состояния. Наличие внутренней энергии тела обусловлено движением, положением или конфигурацией составляющих его молекул. Молекулы любого материала обладают кинетической и потенциальной энергией. Общая внутренняя энергия материала является суммой внутренней кинетической и потенциальной энергии. Это характеризуется уравнением

$$U = K + P, \qquad (2\text{-}1)$$

где U — общая внутренняя энергия; K — внутренняя кинетическая энергия; P — внутренняя потенциальная энергия.

Внутренняя кинетическая энергия — это энергия движения молекул. Когда энергия передается веществу, в результате чего увеличивается скорость движения его молекул, внутренняя кинетическая энергия и температура вещества повышаются. И наоборот, если внутренняя кинетическая энергия вещества уменьшается, то движение молекул замедляется и температура будет соответственно понижаться.

Очевидно, что температура тела является показателем средней скорости движения молекул тела. В соответствии с молекулярно-кинетической теорией, если внутренняя кинетическая энергия уменьшится до нуля, то температура тела снизится до абсолютного нуля (—273,15° С) и прекратится всякое движение молекул.

СОСТОЯНИЯ ВЕЩЕСТВА

Вещество может быть в трех различных фазовых, или агрегатных, состояниях: твердом, жидком, паро- или газообразном. Например, вода — это жидкость, но в виде льда она в твердом состоянии и, кроме того, может быть в виде пара (газа).

Влияние теплоты на фазовое состояние вещества

Многие вещества могут быть в любом из фазовых состояний при соответствующих давлении и температуре. Ниже будет показано, что количество энергии в молекулах вещества определяет не только температуру, но и фазовое состояние его. Другими словами, в результате подвода или отвода энергии фазовое состояние вещества, а также его температура могут измениться.

Примером изменения фазового состояния вещества является расплавление металла при подводе достаточного количества теплоты. Явления плавления льда и кипения воды знакомы каждому. Переход вещества из одного фазового состояния в другое вызван изменением его внутренней энергии.

Внутренняя потенциальная энергия вещества зависит от взаимного расположения молекул и сил их сцепления. Чем больше расстояние между молекулами, тем больше внутренняя потенциальная энергия вещества.

Расстояние между молекулами увеличивается и силы взаимного притяжения молекул быстро убывают, когда тело расширяется или изменяется его фазовое состояние при подводе энергии.

Необходимо понимать, что в данном случае энергия, сообщаемая телу, не влияет на скорость движения молекул (внутреннюю кинетическую энергию), а воздействует только на степень молекулярного разделения (внутреннюю потенциальную энергию).

Твердая фаза

Вещество в твердой фазе обладает относительно небольшой внутренней по-

тенциальной энергией. Молекулы связаны довольно плотно силами взаимного притяжения и силой тяжести. Вещество в твердой фазе имеет довольно жесткую молекулярную структуру, в которой положение каждой молекулы более или менее определенное, а движение молекул ограничено их вибрацией, амплитуда которой может быть меньшей или большей в зависимости от внутренней кинетической энергии.

Твердое вещество сохраняет свои размеры и форму вследствие жесткой молекулярной структуры. Твердое вещество практически не сжимается и оказывает значительное сопротивление любой попытке изменить его форму.

Жидкая фаза

Молекулы вещества в жидкой фазе обладают большей энергией, чем молекулы в твердой фазе, и они не так плотно соединены друг с другом. Это позволяет им преодолеть в некоторой степени силы притяжения и иметь бóльшую свободу движения. Они могут перемещаться таким образом, что материал может «течь». Жидкость практически несжимаема, сохраняет свой объем и приобретает форму любого сосуда, в котором находится.

Паровая, или газовая, фаза

Молекулы вещества, находящегося в газовой фазе, обладают большей энергией, чем молекулы вещества в жидкой фазе. Они не соединены друг с другом силами притяжения, и на них не воздействует сила тяжести. Следовательно, молекулы газа перемещаются с большой скоростью, непрерывно сталкиваясь друг с другом и со стенками сосуда. В связи с этим газ легко сжимается и заполняет полностью сосуд, в котором находится. Кроме того, если газ не заключен в герметичный сосуд, то произойдет его утечка в окружающую среду.

ТЕМПЕРАТУРА

Температура — это свойство вещества и мера измерения уровня теплового воздействия на тело. Высокая температура указывает на то, что тепловое воздействие на тело большое и оно горячее. Таким же образом низкая температура указывает на малое тепловое воздействие на тело и то, что оно холодное. Ранее говорилось, что температура — это функция внутренней кинетической энергии и, таким образом, характеризует среднюю скорость движения молекул.

Чаще всего температуру измеряют с помощью термометра. Принцип действия большинства термометров основан на способности жидкости к расширению или сжатию соответственно при повышении и понижении температуры. В термометрах чаще всего используют спирт или ртуть из-за их низкой температуры замерзания и относительно постоянных коэффициентов расширения. Ртутный термометр наиболее точен, так как коэффициент расширения у ртути более постоянен в широком диапазоне температур, чем у спирта. Однако недостатками ртутного термометра являются его более высокая стоимость и трудность считывания показания. Спирт более дешевое вещество и может быть окрашен для облегчения считывания.

В настоящее время широкое распространение имеет температурная шкала Цельсия. Точка, при которой вода замерзает при стандартном барометрическом давлении, принимается в качестве нулевой точки шкалы Цельсия, а точка кипения воды при стандартном барометрическом давлении обозначается цифрой 100. Расстояние на шкале между этими двумя точками разделено на 100 одинаковых единиц, называемых градусами, и потому разность между точками замерзания и кипения воды по шкале Цельсия равна 100°. Вода замерзает при 0°С и кипит при 100°С.

Шкала Цельсия имеет условную точку нуля. Для определения только изме-

нения температуры в процессе или температуры вещества относительно какой-либо известной справочной точки показания термометра со шкалой Цельсия достаточно верны. Однако при необходимости использовать значение температуры в уравнениях некоторых фундаментальных законов требуются значения температуры по шкале с действительной нулевой точкой, т. е. температурой абсолютного нуля. Экспериментально доказано, что такая точка находится примерно на уровне — 273°С (рис. 2-1).

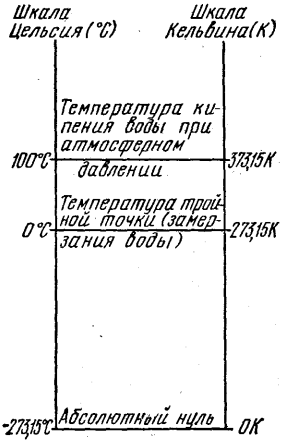


Рис. 2-1. Сравнение шкал температур по Кельвину и Цельсию

Температуру по шкале Цельсия можно перевести в абсолютную температуру, отсчитываемую по шкале Кельвина, сложением 273 с показанием по шкале Цельсия. Цена деления в 1 К равна цене деления в 1° С.

Для перевода из шкалы Цельсия в абсолютную температуру и наоборот используют следующие соотношения:

$$K = °C + 273; \qquad (2\text{-}2)$$

$$°C = K - 273. \qquad (2\text{-}3)$$

Пример 2-1. Если температура газа 100°С, какова температура в градусах Кельвина?

Р е ш е н и е. Применяя уравнение (2-2), находим

$$K = 100°C + 273 = 373\ K.$$

Пример 2-2. Температура пара на стороне всасывания холодильного компрессора —30° С. Определить абсолютную температуру в градусах Кельвина.

Р е ш е н и е. Применяя уравнение (2-2), находим

$$K = -30°C + 273 = 243\ K.$$

НАПРАВЛЕНИЕ И ИНТЕНСИВНОСТЬ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Теплота передается от одного тела к другому только в том случае, если между телами существует разность температур. Когда тело находится в тепловом равновесии с окружающей средой (т. е. имеет ту же температуру), передачи энергии в форме теплоты между телом и окружающей средой не происходит. Теплопередача всегда имеет место из зоны с высокой температурой в зону с более низкой температурой (от теплого тела к более холодному) и никогда в обратном направлении. Теплота — это энергия, которая не уничтожается или не исчезает в каком-либо процессе. Теплота покидает одно тело и поглощается другим, температура которого ниже тела, теряющего энергию. Интенсивность теплопередачи всегда пропорциональна разности температур, вызывающей ее.

СПОСОБЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Передача энергии в виде теплоты осуществляется тремя способами: теплопроводностью, конвекцией и излучением.

Теплопроводность

Явление теплопроводности наблюдается тогда, когда энергия передается при непосредственном контакте между молекулами одного тела или между молекулами двух или более тел, имеющих тепловой контакт друг с другом. В любом случае одни молекулы передают свою энергию другим молекулам, располо-

женным рядом с ними. Передачу энергии от молекулы к молекуле посредством теплопроводности можно сравнить с передачей всей или части энергии движения одного шара в момент удара другим шаром на бильярдном столе.

При нагревании одного конца металлического стержня над пламенем часть теплоты переходит за счет теплопроводности от молекулы к молекуле по направлению к более холодному концу. Когда молекулы нагретого конца стержня поглощают энергию, они движутся быстрее и на бо́льшее расстояние, ударяются о другие молекулы, находящиеся рядом с ними. В момент удара быстро движущиеся молекулы передают часть своей энергии более медленно движущимся соседним молекулам, в результате чего последние начинают двигаться быстрее. Таким образом энергия передается от молекулы к молекуле от нагретого конца стержня к холодному. Естественно, что молекулы, находящиеся дальше от источника теплоты, обладают меньшей энергией, чем молекулы у нагретого конца.

При прохождении теплоты через металлический стержень воздух, окружающий стержень, также нагревается за счет теплопроводности. Быстро вибрирующие молекулы нагретого стержня соударяются с молекулами воздуха, находящимися в контакте со стержнем. Энергия, передаваемая таким образом молекулам воздуха, заставляет их двигаться с большей скоростью и передавать свою энергию другим близко расположенным молекулам воздуха. Так, часть теплоты, воспринимаемой металлическим стержнем, передается и уносится окружающим воздухом. Если подачу теплоты к стержню прекращают, окружающий воздух будет продолжать поглощать теплоту от стержня, пока температура стержня не уравняется с температурой воздуха. Когда это произойдет, система будет находиться в состоянии равновесия и не будет происходить теплопередачи.

Интенсивность передачи теплоты посредством теплопроводности, как указывалось ранее, прямо пропорциональна разности температур между телами с высокой и низкой температурой. Однако интенсивность передачи теплоты неодинакова в различных материалах. Некоторые материалы, например металлы, передают теплоту очень быстро, а другие, такие, как стекло, дерево и пробка, плохо поглощают теплоту. Следовательно, при любой данной разности температур интенсивность теплопередачи вследствие теплопроводности через различные материалы одинаковой длины и поперечного сечения будет неодинаковой. Относительную способность материала проводить теплоту называют теплопроводностью. Материалы, которые хорошо проводят теплоту, обладают высокой теплопроводностью, а материалы, являющиеся плохими проводниками, имеют низкую теплопроводность и используются в качестве теплоизоляции.

Твердые вещества являются лучшими проводниками теплоты, чем жидкости, а жидкости — лучшими, чем газы, что обусловлено различной молекулярной структурой. В связи с тем, что в газе молекулы находятся на значительном расстоянии друг от друга, теплопередача теплопроводностью, т. е. непосредственным контактом между молекулами, затруднена.

Конвекция

Теплопередача конвекцией происходит в том случае, когда теплота переносится из одного места в другое посредством токов какой-либо текучей среды. Эти токи называются конвекционными и являются результатом изменения плотности среды из-за расширения ее нагретой части.

Когда любая часть среды нагревается, она расширяется и ее объем на единицу массы увеличивается. Нагретая часть становится легче, она поднимается вверх и немедленно замещается более

холодной и тяжелой частью среды. Например, воду, налитую в бак, нагревают с помощью горелки, расположенной в центре дна бака (рис. 2-2). Теплота пламени через металлическое дно бака передается воде. По мере поглощения теплоты водой, расположенной вблизи горелки, температура воды повышается, и вода расширяется. Нагретая вода, которая легче окружающей воды, поднимается вверх и замещается более холодной и более плотной водой, находящейся по сторонам. При нагревании эта часть воды так же поднимается вверх и так же замещается более холодной водой. При продолжении этого процесса теплота распределяется во всей массе воды посредством конвекционных токов, образовавшихся в массе воды.

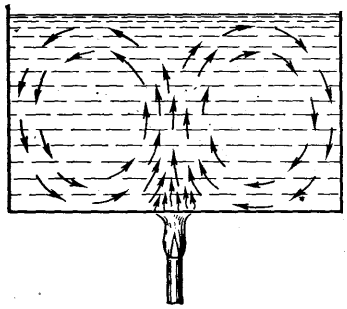


Рис. 2-2. Конвективные токи воды в баке при ее нагревании

Теплые токи воздуха, например над плитами и другими теплыми телами, знакомы каждому. На рис. 2-3 показано, как используют конвекционные токи для распространения теплоты во всем нагреваемом пространстве.

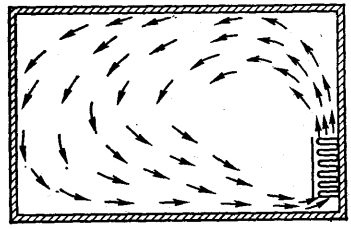


Рис. 2-3. Комната, нагреваемая за счет естественной конвекции воздуха

Излучение

Теплопередача излучением происходит движущимися волнами, подобными световым, когда энергия передается от одного тела к другому без промежуточной среды. Энергия в форме теплоты, передаваемая волновым движением, называется лучистой энергией.

Известно, что молекулы тела находятся в состоянии быстрой вибрации, которая создает волновое движение в окружающем тело пространстве. Так, внутренняя энергия тела преобразуется в лучистую энергию волн. Когда эти волны энергии воспринимаются другим телом, они поглощаются им, увеличивая его внутреннюю энергию. Так, Земля получает теплоту от Солнца посредством излучения. Энергия вибрации молекул на Солнце передается в виде волн лучистой энергии пространству вокруг Солнца. Энергия волн проходит через миллиарды километров космического пространства и передается Земле или любым другим материальным телам на их пути. Лучистая энергия поглощается и преобразуется во внутреннюю энергию, т. е. вибрационное движение молекул горячего тела (в данном примере Солнца) воспроизводится в молекулах более холодного тела (Земли).

Все вещества отдают и поглощают теплоту в виде лучистой энергии. Если температура тела выше температуры окружающей среды, то оно излучает больше теплоты, чем поглощает. Внутренняя энергия тела уменьшается при передаче энергии окружающей среде. Если нет разности температур, то тело находится в состоянии энергетического равновесия, т. е. тело ни приобретает, ни отдает энергии.

Передача теплоты через вакуум невозможна ни теплопроводностью, ни конвекцией, так как по характеру протe-

кания процесса необходимо исключение промежуточной среды. В связи с тем что для передачи лучистой энергии промежуточная среда необязательна, то она может передаваться через вакуум. Кроме того, когда лучистая энергия передается от горячего тела к холодному через промежуточную среду, например воздух, она не влияет на его температуру. Например, теплота излучается «теплой» стеной и передается «холодной» через слой воздуха, не оказывая заметного влияния на его температуру. В воздухе молекулы находятся на большом расстоянии друг от друга, в связи с чем волны лучистой энергии могут легко проходить между ними, и только незначительная часть ее поглощается молекулами воздуха. Большая часть лучистой энергии поглощается твердым веществом, структура молекул которого наиболее компактная и жесткая.

Тепловые лучи подобны световым и отличаются только длиной волны и частотой. Световые лучи имеют такую длину волны, что являются видимыми. Видимость тепловых лучей зависит от температуры излучающего тела. Например, когда металл нагревается до достаточно высокой температуры, он начинает «светиться», т. е. испускает видимые тепловые лучи (свет).

Когда лучи энергии (видимые или невидимые) попадают на тело, они могут быть отражены, преломлены, поглощены им или пройти сквозь него.

Количество лучистой энергии, которое пройдет сквозь материал, зависит от степени его прозрачности. Очень прозрачные материалы, например чистое стекло или воздух, пропускают большую часть лучистой энергии, а непрозрачные материалы, например дерево, металл или пробка, не пропускают ее.

Количество лучистой энергии, которое отражается или поглощается материалом, зависит от поверхности материала (текстуры и цвета). Материал светлого цвета и с хорошо отполированной поверхностью, например зеркало, отражает максимальное количество лучистой энергии, а материалы с шероховатой, тусклой, темной поверхностью поглощают максимальное количество лучистой энергии.

ИЗМЕРЕНИЕ ЭНЕРГИИ В ФОРМЕ ТЕПЛОТЫ

Количество теплоты Q измеряют в джоулях. Интенсивность потока теплоты, которую также обозначают символом Q, обычно выражают в джоулях в секунду (Дж/с), или в ваттах (Вт). Интересно отметить, что интенсивность теплового потока имеет ту же единицу измерения, что и мощность.

УДЕЛЬНАЯ ТЕПЛОЕМКОСТЬ

Удельная теплоемкость c — это количество теплоты в килоджоулях, требуемое для изменения температуры 1 кг вещества на 1° С или 1 К. Например, удельная теплоемкость латуни равна 0,195 кДж/(кг · К). Это означает, что необходимо израсходовать 0,195 кДж теплоты для повышения температуры 1 кг латуни на 1° С или 1 К. И наоборот, от 1 кг латуни должно быть отведено 0,195 кДж теплоты для понижения ее температуры на 1° С или 1 К.

Хотя удельная теплоемкость любого вещества зависит от температуры, для большинства жидкостей и твердых веществ это изменение незначительно для обычных расчетов. Удельную теплоемкость можно считать величиной постоянной. Вместе с тем удельная теплоемкость вещества зависит от его фазового состояния. Например, удельная теплоемкость воды 4,19 кДж/(кг · К), а удельная теплоемкость льда 2,095 кДж/(кг · К).

На величину удельной теплоемкости газа влияет его температура. Удельная теплоемкость газа рассмотрена в главе 3. Наиболее часто используемые величины приведены ниже.

Стандартное ускорение силы тяжести g_c	9,80665 м/с^2
Нормальное атмосферное давление	101325 Па 760 мм рт. ст.
Вода	
Плотность	1000 кг/м^3 1 кг/л
Удельная теплоемкость	4,19 кДж/(кг·К)
Скрытая теплота плавления льда при 0°С	335 кДж/кг
Скрытая теплота парообразования при 100°С	2257 кДж/кг
Воздух	
Плотность (стандартная)	1,2 кг/м^3
Удельная теплоемкость	1 кДж/(кг·К)

РАСЧЕТ КОЛИЧЕСТВА ТЕПЛОТЫ

Из определения удельной теплоемкости очевидно, что количество теплоты, полученной или отведенной от любой массы материала для изменения температуры, можно определить из следующей формулы:

$$Q = mc\,(T_2 - T_1), \qquad (2\text{-}4)$$

где Q — количество теплоты, кДж; m — масса, кг; c — удельная теплоемкость, кДж/(кг·К); T_1, T_2 — начальная и конечная температура соответственно, °С или К.

Обратите внимание на то, что в уравнении (2-4) массу можно заменить массовым расходом. В данном случае Q будет интенсивностью потока теплоты, а не количеством теплоты.

Пример 2-3. Воду массой 20 кг нагревают с 25 до 80° С. Рассчитать количество израсходованной теплоты.

Решение. Применяя уравнение (2-4), находим

$$Q = 20 \text{ кг} \times 4{,}19 \text{ кДж/(кг·К)} \times (80°\text{C} - 25°\text{C}) = 4609 \text{ кДж}.$$

Пример 2-4. Предположим, что 0,2 м^3/с воды охлаждается от 39 до 2° С. Рассчитать количество отведенной теплоты (в кДж/с и в кВт).

Решение. Из данных, приведенных на с. 24, находим, что средняя плотность воды равна 1000 кг/м^3. Массовый расход составляет $0{,}2 \times 1000 = 200$ кг/с.

По уравнению (2-4) вычисляем

$$Q = 200 \text{ кг/с} \times 4{,}19 \text{ кДж/(кг·К)} \times (2°\text{C} - 39°\text{C}) = -31006 \text{ кДж/с (кВт)}.$$

Обратите внимание, что результат, полученный в примере 2-4, будет отрицательным, когда $T_2 < T_1$. Это указывает на то, что теплота отводится от рассматриваемого материала, а не передается ему. Знаком «минус» обычно пренебрегают, за исключением случаев решения задач с энергетическим балансом.

СУХАЯ И СКРЫТАЯ ТЕПЛОТА

Теплота, переданная веществу или отведенная от него, может вызвать изменение фазового состояния или температуры вещества. Для удобства теплоту в зависимости от того эффекта, который она оказывает на вещество, делят на два вида. Теплоту, которая вызывает изменение температуры вещества, называют сухой теплотой, а теплоту, расходуемую на изменение фазового состояния вещества, — скрытой теплотой.

Агрегатное состояние большинства веществ при повышении температуры изменяется. Сначала вещество переходит из твердой фазы в жидкую, а затем, когда температура жидкости продолжает повышаться до уровня, после которого вещество не может существовать в виде жидкости, оно превращается в пар. Теплоту, которую подводят или отнимают от вещества при переходе из твердой фазы в жидкую или наоборот, называют скрытой теплотой плавления.

Теплоту, которую подводят к жидкости для превращения ее в пар или отводят от пара для превращения его в жидкость, называют скрытой теплотой парообразования.

Сухая теплота твердого вещества

Для лучшего понимания молекулярной (внутренней) энергии вещества рассмотрим возрастающее влияние энергии, поглощаемой твердым веществом, на его состояние, если начальная температура вещества равна абсолютному нулю (0 К). Теоретически молекулы вещества при этом условии не обладают энергией и находятся в состоянии полного покоя.

Когда энергия передается твердому веществу в форме теплоты или работы, молекулы начинают медленно вибрировать и температура вещества повышается. При дальнейшем увеличении передаваемой энергии температура и скорость движения молекул твердого вещества продолжают расти. Это будет происходить до тех пор, пока температура твердого вещества не достигнет точки плавления. Общее количество теплоты, требуемое для повышения температуры твердого вещества от абсолютного нуля до температуры плавления, называется сухой теплотой вещества и может быть рассчитано с помощью уравнения (2-4).

Скрытая теплота плавления

При достижении температуры плавления скорость движения молекул твердого вещества в пределах жесткой молекулярной структуры максимальна. В этой точке любое дополнительное количество теплоты, полученное твердым веществом, вызывает частичное его плавление, а если подается достаточное количество теплоты, вся масса твердого вещества переходит в жидкую фазу, в то время как температура остается постоянной. Это относится только к кристаллическим твердым веществам. Некристаллические твердые вещества, например стекло, не имеют постоянной температуры плавления, т. е. она колеблется при изменении фазового состояния. Однако при расчете количества теплоты обычно принимают, что температура постоянна во время изменения фазового состояния.

Температура плавления зависит от вида вещества и давления. Например, при нормальном атмосферном давлении температура плавления свинца равна примерно 315°С, меди — 1095°С и льда — 0° С. Температура плавления понижается с повышением давления, за исключением температуры плавления некристаллических твердых веществ. Их температура плавления повышается при увеличении давления. В большинстве случаев влияние давления на температуру плавления незначительно. Она остается практически постоянной в относительно широком диапазоне давлений.

Энергия в форме теплоты, полученная веществом во время перехода из твердой фазы в жидкую, используется молекулами для частичного преодоления межмолекулярных сил притяжения. Поэтому молекулы могут перемещаться относительно друг друга, в результате чего вещество из твердой фазы переходит в жидкую. В жидкой фазе вещество приобретает форму сосуда, в котором оно находится.

Между молекулами твердого вещества существует значительное притяжение, и для его преодоления требуется относительно большое количество энергии. Скрытая теплота плавления любого вещества — это количество энергии, приходящейся на единицу массы для превращения его в жидкое состояние из твердого или наоборот.

Следует подчеркнуть, что изменение фазового состояния в любом направлении происходит при одной температуре, т. е. температура, при которой твердое вещество превращается в жидкость, та же, при которой жидкость замерзает, образуя твердое вещество. Кроме того, количество теплоты, требуемой для изменения фазового состояния, одинаково в любом случае и может быть определено из следующего уравнения:

$$Q = m\lambda, \qquad (2\text{-}5)$$

где Q — количество теплоты, кДж; m — масса, кг; λ — скрытая теплота плавления, кДж/кг.

Пример 2-5. Определить количество скрытой теплоты, отданной 10 кг воды, температура которой 0° С, при ее замерзании, если скрытая теплота плавления воды 335 кДж/кг.

Р е ш е н и е. Применяя уравнение (2-5), находим

$$Q = 10 \text{ кг} \times 335 \text{ кДж/кг} = 3350 \text{ кДж}.$$

Пример 2-6. Предположим, что 25 кг льда поглощают 20 кДж теплоты при 0° С. Сколько льда превратится в воду?

Р е ш е н и е. Преобразуя уравнение (2-5), определяем

$m = 20$ кДж : 335 кДж/кг $= 0{,}06$ кг.

Пример 2-7. Рассчитать количество теплоты, необходимое для плавления 150 кг льда в час (2,5 кг/с).

Р е ш е н и е. По уравнению (2-5) вычисляем

$Q = 2{,}5$ кг/с $\times$ 335 кДж/кг $= 837{,}5$ кДж/с, или кВт.

Теплота жидкости

Вещество переходит из твердой фазы в жидкую при определенной температуре плавления. Если жидкость перестает быть в контакте с расплавляемым твердым веществом, то ее температуру можно повысить, дополнительно подавая теплоту. Теплота, получаемая жидкостью (после изменения фазового состояния), увеличивает внутреннюю кинетическую энергию (скорость движения молекул) жидкости, и ее температура соответственно повышается. Постепенно достигается точка, при которой молекулы жидкости движутся с наибольшей скоростью. Температура жидкости будет максимальной при том же давлении, и любое добавление энергии в форме теплоты вызывает превращение части жидкости в пар. При дополнительной подаче теплоты жидкость продолжает испаряться и превращаться в пар, а ее температура остается постоянной (при условии, что давление жидкости неизменно).

Общее количество теплоты, полученной жидкостью при повышении ее температуры от температуры плавления до температуры парообразования, называют теплотой жидкости и рассчитывают по уравнению (2-4).

Температуру, при которой вещество переходит из жидкой фазы в пар или, наоборот, из пара в жидкость, называют температурой насыщения. Жидкость при температуре насыщения называется насыщенной жидкостью, а пар — насыщенным паром. При любом данном давлении температура насыщения — это максимальная температура жидкости и минимальная температура пара.

Температура насыщения для различных жидкостей неодинакова и зависит от давления. Например, железо испаряется приблизительно при 2455°С, медь — при 2345°С, а свинец — при 1650°С. При атмосферном давлении вода кипит при 100°С, а спирт при 77°С. Некоторые жидкости кипят при исключительно низкой температуре. Так, температура кипения аммиака, кислорода и гелия при нормальном атмосферном давлении — 33°С, — 182°С и — 269°С соответственно.

Влияние давления на температуру насыщения жидкостей рассмотрено более подробно в главе 4.

Скрытая теплота парообразования

Любая энергия в форме теплоты, получаемая жидкостью после достижения ею температуры насыщения, уменьшает силы взаимного притяжения молекул (увеличивает внутреннюю потенциальную энергию), и жидкость переходит в паровую фазу[1]. При изменении фазового состояния внутренняя кинетическая энергия (скорость движения молекул) не увеличивается, температура жидкости и пара остается постоянной, равной температуре насыщения.

При переходе вещества из жидкой фазы в пар его молекулы получают достаточно энергии для преодоления сил взаимного притяжения, включая силу тяжести. Количество энергии, необходимое для совершения внутренней работы по преодолению этих сил, очень велико. Поэтому при переходе из жидкой фазы в пар вещество поглощает значительно

[1] Часть энергии, полученной веществом, расходуется на совершение внешней работы и не влияет на внутреннюю энергию вещества. Когда давление постоянное, количество совершенной работы пропорционально изменению объема вещества. Внешняя работа рассмотрена на с. 27.

больше энергии, чем при переходе из твердой фазы в жидкую. Количество энергии, которую 1 кг жидкости поглощает при переходе из жидкой фазы в пар или отдает при переходе из паровой фазы в жидкую, называют скрытой теплотой парообразования. Скрытая теплота парообразования неодинакова для различных жидкостей и так же, как и температура насыщения, зависит от давления данной жидкости. Вообще, когда давление увеличивается, температура насыщения жидкости повышается, а скрытая теплота парообразования уменьшается.

Количество теплоты, требуемой для кипения или конденсации любой жидкости при температуре насыщения, можно определить из следующего уравнения:

$$Q = mr, \qquad (2\text{-}6)$$

где Q — количество теплоты, кДж; m — масса, кг; r — скрытая теплота парообразования, кДж/кг.

Пример 2-8. Определить количество энергии, требуемой для испарения 2 м³ воды при 100° С, если скрытая теплота парообразования воды при данной температуре равна 2257 кДж/кг.

Решение. Плотность воды примерно равна 1000 кг/м³ (см. с. 24) и общая масса воды составляет 2000 кг. По уравнению (2-6) рассчитываем

$$Q = 2000 \text{ кг} \times 2257 \text{ кДж/кг} = 4514000 \text{ кДж}.$$

Пример 2-9. В открытом сосуде при нормальном атмосферном давлении имеется 50 кг воды при 90° С. Количество теплоты, полученной водой при нагревании, равно 40000 кДж. Сколько воды при этом испарится?

Решение. Вода должна быть сначала нагрета до температуры насыщения. Применяя уравнение (2-4), определяем, сколько теплоты получила вода при нагревании от 90 до 100° С:

$$Q = 50 \text{ кг} \times 4{,}19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)} \times (100°\text{С} - 90°\text{С}) = 2095 \text{ кДж}.$$

Вычитая эту теплоту из общего количества подведенной теплоты, находим скрытую теплоту парообразования:

$$Q = 40000 \text{ кДж} - 2095 \text{ кДж} = 37905 \text{ кДж}.$$

Преобразуя уравнение (2-6), получаем

$$m = 37905 \text{ кДж} : 2257 \text{ кДж/кг} = 16{,}79 \text{ кг}.$$

Теплота перегретого пара

Когда жидкость испарилась, температуру образовавшегося пара можно еще повысить при его нагревании. Теплоту, добавляемую пару после его образования, обычно называют теплотой перегретого пара. Пар, температура которого выше температуры насыщения, называют перегретым паром. Вопросы, связанные с перегретым паром, рассматриваются подробно в главе 4.

ВНЕШНЯЯ РАБОТА

Выше было показано, что внутреннюю кинетическую и потенциальную энергию вещества можно увеличить или уменьшить, если соответственно подводить или отнимать от него энергию. Необходимо признать, однако, что не вся полученная веществом энергия сохраняется в нем и увеличивает внутреннюю энергию. Очень часто некоторое количество энергии, переданное веществу, поглощается им и превращается в механическую работу. Следовательно, энергия может быть передана веществу как в виде механической работы, так и в виде теплоты. Например, головка гвоздя, по которой ударяют молотком, нагревается при переходе части механической энергии молотка во внутреннюю энергию гвоздя. Скорость движения молекул металла, из которого изготовлен гвоздь, под действием удара молотка увеличивается, и температура головки гвоздя повышается. Если быстро сгибать и разгибать проволоку, то гнущаяся часть проволоки становится горячей по той же причине. Кроме того, всем знакомо повышение температуры двух трущихся поверхностей в месте контакта.

Внешняя энергия тела часто преобразуется во внутреннюю энергию, и наоборот. Например, пуля, летящая к цели, обладает кинетической энергией из-за своей массы и скорости движения. При ударе в цель пуля теряет скорость дви-

жения и часть ее кинетической энергии превращается в потенциальную энергию пули и цели.

ЗАДАЧИ

2-1. 150 кг воды нагревают с 15 до 85° С. Сколько затрачено тепловой энергии?

2-2. Вода в количестве 2 м³ охлаждается от 30 до 2° С за 1 с. Рассчитать интенсивность теплопередачи.

2-3. Сколько расходуется теплоты в секунду при плавлении льда с интенсивностью 12,36 кг/с?

2-4. Определить, сколько расходуется теплоты для испарения 50 кг воды при температуре насыщения 100° С.

2-5. Теплота в количестве 5000 кДж передается 20 кг воды при 65° С. Сколько воды испарится?

Глава 3
ИДЕАЛЬНЫЙ ГАЗ

ВЛИЯНИЕ ТЕПЛОТЫ НА ОБЪЕМ

При увеличении энергии вещества повышается скорость движения молекул, уменьшаются силы сцепления молекул, увеличивается среднее расстояние между молекулами, в результате чего вещество занимает больший объем. Это происходит в соответствии с молекулярно-кинетической теорией, описанной ранее. Следовательно, когда энергия передается веществу или отводится от вещества, находящегося в одном из трех фазовых состояний, оно расширяется или сжимается, т. е. объем увеличивается или уменьшается соответственно с приобретением или потерей энергии.

Вода является исключением из этого правила. Если воду охлаждать, ее объем уменьшается до тех пор, пока температура не будет примерно 4°С. В этой точке вода имеет максимальную плотность и при дальнейшем охлаждении она снова расширяется, пока температура не снизится до 0° С. Затем вода замерзает, что сопровождается еще большим расширением. Один кубический метр воды при замерзании занимает объем 1,085 м³. Во время процесса затвердевания возникает огромная сила расширения, которой достаточно для разрыва стальных труб или сосудов с ограниченным объемом.

Процесс расширения воды при замерзании как будто бы противоречит утверждению, что молекулы вещества ближе друг к другу в твердой фазе, чем в жидкой, но в данном случае это не так. Это очевидное противоречие объясняется тем фактом, что лед — это кристаллическое твердое вещество. Молекулы действительно находятся ближе друг к другу в твердой фазе, так как они группируются, образуя кристаллы. Относительно большое пространство между кристаллами в твердой фазе, а не увеличение среднего расстояния между молекулами является причиной необычного увеличения объема при затвердевании.

РАСШИРЕНИЕ ТВЕРДЫХ ВЕЩЕСТВ И ЖИДКОСТЕЙ

В процессе нагревания твердого или жидкого вещества его объем увеличивается при повышении температуры. Как указывалось ранее, многие приборы для измерения температуры основаны на этом принципе. Величина расширения вещества при повышении температуры на 1°С называется коэффициентом расширения.

Твердые и жидкие вещества не являются легкосжимаемыми материалами. Если твердое или жидкое вещество находится в сосуде ограниченной вместимости и объем вещества не может увеличиваться при повышении температуры, то в веществе возникает большое давление, которое может вызвать коробление или

разрыв материала сосуда или то и другое одновременно. Для обеспечения возможности расширения и сжатия при изменении температуры в процессе строительства шоссе, мостов, а также прокладки трубопроводов предусматривают температурные швы. Сосуды по этой же причине никогда не заполняют полностью, так как должно быть свободное пространство для нормального расширения жидкости. Если этого не сделать, большие силы расширения при повышении температуры разрывают сосуд, а иногда может произойти и взрыв.

ЗАВИСИМОСТИ ДАВЛЕНИЯ И ОБЪЕМА ГАЗА ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ

Свободная молекулярная структура газа является причиной намного большего изменения его объема при нагревании или охлаждении, чем твердого или жидкого вещества. Далее будет показано, что состояние газа может измениться и что существуют определенные законы, которые объясняют соотношения между давлением, температурой и объемом газа.

Соотношения между несколькими параметрами анализируются более легко, когда газ участвует в ряде независимых процессов, во время которых он переходит из какого-то первоначального состояния в какое-то конечное таким образом, что изменяются только два из трех параметров, а третий параметр сохраняется неизменным.

Применяя газовые законы, необходимо помнить, что газ всегда заполняет сосуд полностью, а величины параметров газа следует определять от естественных нулевых точек.

ПРОЦЕСС С ПОСТОЯННЫМ ДАВЛЕНИЕМ

Если энергия передается газу при таких условиях, что его давление поддерживается постоянным, то объемы данной массы газа прямо пропорциональны их абсолютным температурам. Это формулировка закона Гей-Люссака для процесса с постоянным давлением, который может быть записан в виде уравнения

$$T_1 V_2 = T_2 V_1, \qquad (3\text{-}1)$$

где T_1, T_2 — начальная и конечная абсолютная температура газа соответственно; V_1, V_2 — начальный и конечный объем газа соответственно.

Для лучшего представления изменений в процессе с постоянным давлением примем, что газ заключен в цилиндре под плотно установленным поршнем, не имеющим трения (рис. 3-1,*а*). Газ находится под давлением, создаваемым массой поршня и воздуха над ним. В связи с тем что поршень свободно перемещается в цилиндре, при расширении или сжатии газа его объем изменяется таким образом, что давление газа остается постоянным. Температура и объем газа увеличиваются при нагрева-

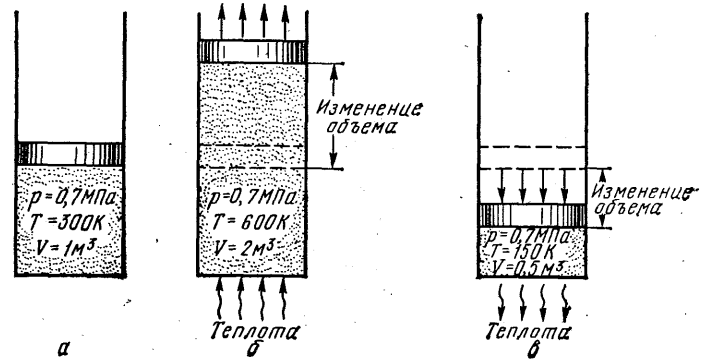


Рис. 3-1. Процесс при постоянном давлении:

а — газ находится в цилиндре под плотно установленным поршнем, не имеющим трения; *б* — температура и объем газа увеличиваются при нагреве, увеличение объема пропорционально повышению абсолютной температуры; *в* — температура и объем газа уменьшаются при его охлаждении, уменьшение объема пропорционально понижению абсолютной температуры

нии, и поршень в цилиндре поднимается. Температура и объем газа при охлаждении уменьшаются, следовательно, поршень опускается. В любом случае давление газа остается неизменным.

Пример 3-1. Газ с начальным объемом 1,5 м³ и температурой 280 К нагревается при постоянном давлении до увеличения его объема до 3 м³. Определить конечную температуру газа.

Решение. Используя уравнение (3-1), находим

$$T_2 = T_1V_2/V_1 = 280 \text{ К} \times 3 \text{ м}^3/1{,}5 \text{ м}^3 = 560 \text{ К}.$$

Пример 3-2. Газ с начальной температурой 28° С охлаждается при постоянном давлении до 14° С. Каким будет конечный объем газа, если начальный объем равен 2 м³?

Решение. В связи с тем что температура выражена в градусах Цельсия, необходимо перевести ее в кельвины. По уравнению (3-1) рассчитываем

$$V_2 = T_2V_1/T_1 = (14^\circ\text{C} + 273) \times \times 2 \text{ м}^3/(28^\circ\text{C} + 273) = 1{,}91 \text{ м}^3.$$

ЗАВИСИМОСТЬ ДАВЛЕНИЯ ОТ ОБЪЕМА ПРИ ПОСТОЯННОЙ ТЕМПЕРАТУРЕ

При постоянной температуре объемы данной массы газа обратно пропорциональны их давлениям. Так формулируется закон Бойля—Мариотта для процесса с постоянной температурой (рис. 3-2). Например, при сжатии газа при постоянной температуре абсолютное давление увеличивается пропорционально уменьшению объема.

Ранее указывалось, что молекулы газа движутся хаотично с большой скоростью, часто сталкиваются друг с другом и со стенками сосуда. Возникающее при этом давление является следствием соударения молекул. Величина этого давления зависит от силы и частоты ударов молекул о стенки сосуда. Чем больше сила и частота ударов, тем выше давление. Количество молекул в данном пространстве и скорость их движения определяют силу и частоту ударов.

Когда газ сжимается при постоянной температуре, то скорость движения молекул остается неизменной. Увеличение давления происходит за счет уменьшения объема газа, так как то же самое количество молекул газа находится в меньшем объеме, в результате чего повышается частота столкновений. Обратное

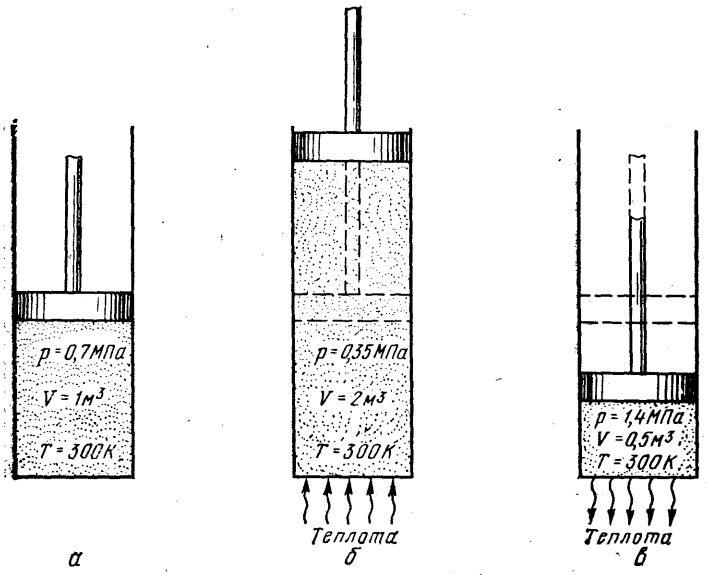


Рис. 3-2. Процесс при постоянной температуре:

а — первоначальное состояние; *б* — расширение при постоянной температуре с изменением объема обратно пропорционально изменению абсолютного давления; *в* — сжатие при постоянной температуре с изменением объема обратно пропорционально изменению абсолютного давления

явление происходит, когда газ расширяется при постоянной температуре.

Любой термодинамический процесс, протекающий при постоянной температуре рабочего вещества, называется изотермическим.

Закон Бойля—Мариотта[1] для процесса при постоянной температуре газа можно записать следующим образом:

$$p_1V_1 = p_2V_2, \qquad (3\text{-}2)$$

где p_1, p_2 — первоначальное и конечное абсолютное давление соответственно; V_1, V_2 — первоначальный и конечный объем соответственно.

Пример 3-3. Воздух в количестве 3 кг расширяется при постоянной температуре от объема 1,9 м³ до объема 3,8 м³. Если первоначальное абсолютное давление воздуха 0,138 МПа, то каково конечное абсолютное давление воздуха?

Р е ш е н и е. Применяя уравнение (3-2), рассчитываем

$$p_2 = p_1V_1/V_2 = 0{,}138 \text{ МПа} \times 1{,}9 \text{ м}^3/3{,}8 \text{ м}^3 = 0{,}069 \text{ МПа}.$$

Пример 3-4. Газ, объем которого составляет 4 м³, расширяется при постоянной температуре. Его начальное абсолютное давление 0,39 МПа, а конечное — 0,2 МПа. Определить конечный объем газа.

Р е ш е н и е. По уравнению (3-2) находим

$$V_2 = p_1V_1/p_2 = 0{,}39 \text{ МПа} \times 4 \text{ м}^3/0{,}2 \text{ МПа} = 7{,}8 \text{ м}^3.$$

Пример 3-5. Газ, начальный объем которого 2 м³, сжимается при постоянной температуре до конечного объема 0,4 м³. Если начальное избыточное давление газа 30 кПа, то каково его конечное давление?

Р е ш е н и е. Прибавляя нормальное атмосферное давление 101,325 кПа к начальному избыточному давлению 30 кПа, получим начальное абсолютное давление 131,325 кПа. По уравнению (3-2) находим

$$p_2 = p_1V_1/V_2 = 131{,}325 \text{ кПа} \times 2 \text{ м}^3/0{,}4 \text{ м}^3 = 656{,}625 \text{ кПа абс.}$$

Вычитая атмосферное давление из вычисленного значения, получим

$$656{,}625 \text{ кПа} - 101{,}325 \text{ кПа} = 555{,}300 \text{ кПа изб.}$$

ЗАВИСИМОСТЬ ДАВЛЕНИЯ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ ПРИ ПОСТОЯННОМ ОБЪЕМЕ

Предположим, что газ находится в закрытом цилиндре и его объем не может измениться при нагревании или охлаждении (рис. 3-3,*а*). Когда температура газа повышается при нагревании, абсолютное давление его увеличивается прямо пропорционально повышению абсолютной температуры (рис. 3-3,*б*). Если газ охлаждается, то его абсолютное давление уменьшается прямо пропорционально снижению абсолютной температуры (рис. 3-3, *в*).

Давление (сила и частота ударов молекул о стенки цилиндра) увеличивается, когда температура, а значит, и скорость движения молекул газа повышаются при неизменном объеме пространства, в котором находится газ. Таким же образом, когда газ охлаждается при постоянном объеме, сила и частота ударов молекул

[1] Автор в своей книге называет этот закон законом Бойля.

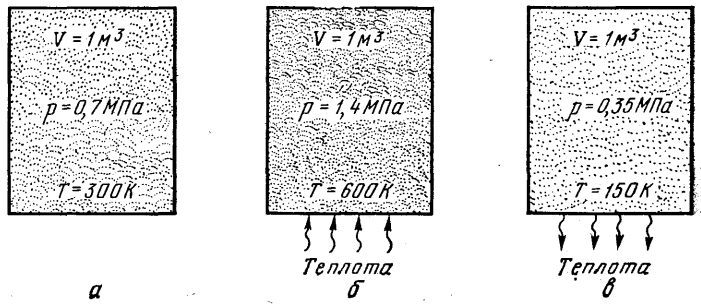


Рис. 3-3. Процесс при постоянном объеме газа:

а — первоначальное состояние; *б* — абсолютное давление увеличивается прямо пропорционально увеличению абсолютной температуры; *в* — абсолютное давление уменьшается прямо пропорционально уменьшению абсолютной температуры

о стенки сосуда уменьшаются и давление газа снижается. Уменьшение силы и частоты ударов молекул является результатом снижения скорости движения.

Следующее уравнение характеризует закон Шарля для процесса с постоянным объемом газа:

$$T_1 p_2 = T_2 p_1, \qquad (3\text{-}3)$$

где T_1, T_2 — начальная и конечная абсолютная температура соответственно; p_1, p_2 — начальное и конечное абсолютное давление соответственно.

Пример 3-6. Воздух в баке имеет начальную температуру 21° С и начальное абсолютное давление 0,12 МПа. При нагревании воздуха его абсолютное давление повышается до 0,28 МПа. Определить его конечную температуру.

Решение. По уравнению (3-3) находим

$$T_2 = T_1 p_2 / p_1 = (21°\text{C} + 273) \times$$
$$\times 0{,}28 \text{ МПа} / 0{,}12 \text{ МПа} = 686 \text{ К}, \text{ или}$$
$$686 \text{ К} - 273 = 413°\text{C}.$$

Умножая обе части уравнения (3-6) на массу m, получим

$$pmv = mRT, \qquad (3\text{-}7)$$

но так как $mv = V$, то

$$pV = mRT, \qquad (3\text{-}8)$$

где p — абсолютное давление, Па; V — объем, м³; m — масса, кг; R — удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К); T — абсолютная температура, К.

УРАВНЕНИЕ СОСТОЯНИЯ ИДЕАЛЬНОГО ГАЗА

Используя соотношения (3-1) и (3-2), характеризующие законы Гей-Люссака и Бойля—Мариотта соответственно, получим следующее уравнение:

$$p_1 V_1 / T_1 = p_2 V_2 / T_2. \qquad (3\text{-}4)$$

Из уравнения (3-4) следует, что для данной массы газа отношение произведения абсолютного давления и объема к абсолютной температуре всегда постоянно, т. е.

$$pV/T = \text{const}. \qquad (3\text{-}5)$$

Уравнение (3-5) называется уравнением Клапейрона. Для 1 кг массы любого газа уравнение (3-5) можно записать следующим образом:

$$pv/T = R, \qquad (3\text{-}6)$$

где R — удельная газовая постоянная (на 1 кг массы газа); v — удельный объем.

Таблица 3-1

Свойства газов

Газ	Показатель адиабаты k	Теплоемкость при постоянном давлении c_p, кДж/(кг·К)	Теплоемкость при постоянном объеме c_V, кДж/(кг·К)	Удельная газовая постоянная R, Дж/(кг·К)
Воздух	1,406	1	0,711	287
Аммиак	1,273	2,1269	1,6705	487
Углекислота	1,28	0,8709	0,6783	189
Окись углерода	1,403	1,0174	0,7243	297
Водород	1,41	14,277	10,132	4124
Азот	1,41	1,0216	0,7243	297
Кислород	1,4	0,9127	0,6531	260
Сернистый ангидрид	1,26	0,6448	0,515	130

Удельная газовая постоянная R различна для каждого газа (табл. 3-1).

Уравнение (3-8) известно как уравнение состояния идеального газа и очень полезно при решении многих задач. Значение R для большинства газов имеется в таблицах. Если любые три из

четырех величин известны, то четвертую находят по уравнению (3-8).

Пример 3-7. Ресивер воздушного компрессора объемом 2 м³ заполнен воздухом температурой 40° С. Если манометр на ресивере показывает давление 0,75 МПа, то какова масса воздуха в ресивере?

Решение. В табл. 3-1 находим, что R для воздуха равна 287 Дж/(кг·К). Абсолютное давление составляет 750000 Па + + 101325 Па = 851325 Па. Применяя уравнение (3-8), находим

$$m = 851325 \text{ Па} \times 2 \text{ м}^3/287 \text{ Дж/(кг·К)} \times$$

$$\times (40°\text{C} + 273) = 18{,}95 \text{ кг}.$$

Пример 3-8. Воздух массой 2 кг имеет объем 0,2 м³. Если абсолютное давление воздуха 0,884 МПа, то какова температура воздуха?

Решение. По табл. 3-1 определяем, что R для воздуха равна 287 Дж/(кг·К). Используя уравнение (3-8), рассчитываем

$$T = 884000 \text{ Па} \times 0{,}2 \text{ м}^3/[2 \text{ кг} \times 287 \text{ Дж/(кг·К)}] =$$

$$= 308 \text{ К}.$$

ВНЕШНЯЯ РАБОТА

Работа совершается, когда объем вещества изменяется. Если объем вещества увеличивается, то работа совершается самим веществом. Если объем вещества уменьшается, то совершается внешняя работа по его сжатию. Например, рассмотрим газ, находящийся в цилиндре с подвижным поршнем (см. рис. 3-1,*а*). При нагревании температура газа повышается. Он расширяется, перемещает поршень в цилиндре вверх и преодолевает давление атмосферы. Совершаемая работа выражается в том, что поршень перемещается расширяющимся газом на определенное расстояние (см. рис. 3-1, *б*)*.

Для совершения работы требуется энергия. Из рис. 3-1,*б* видно, что для производства работы используется энергия газа, который нагревается с помощью внешнего теплоотдатчика. Однако газ может совершать внешнюю работу без получения энергии извне. Например, при расширении газ совершает работу за счет собственной энергии. Его внутренняя кинетическая энергия уменьшается на количество энергии, требуемой для совершения работы, при этом снижается также и температура.

Для сжатия газа необходимо совершить определенную работу. Во время цикла сжатия молекулам газа передается энергия, количество которой равно количеству совершенной работы. Другими словами, механическая работа движения поршня преобразуется во внутреннюю кинетическую энергию газа (увеличивается скорость движения молекул). Если газ не охлаждается в процессе сжатия, то его температура будет повышаться пропорционально количеству совершенной работы. Повышение температуры газа в процессе сжатия является обычным процессом. Это можно проверить на ощупь, дотрагиваясь, например, до ниппеля камеры, накачиваемой с помощью ручного насоса, или до головки воздушного компрессора.

ОБЩЕЕ УРАВНЕНИЕ ЭНЕРГИИ

Из закона сохранения энергии четко следует, что энергия, переданная телу, используется полностью. Ранее говорилось, что часть или вся энергия, переданная веществу, может покинуть его в виде работы, а другая часть энергии, которая не используется для совершения внешней работы, остается в теле в виде теплоты. Вся энергия, переданная телу, увеличивает его внутреннюю кинетическую и потенциальную энергию или используется для совершения внешней работы. Математическое утверждение данного понятия можно записать следующим образом:

$$\Delta Q = \Delta K + \Delta P + \Delta A, \qquad (3\text{-}9)$$

где ΔQ — теплота, поглощенная телом; ΔK — часть полученной энергии, которая увели-

* Часть совершаемой работы расходуется на преодоление сил трения и атмосферного давления.

чивает внутреннюю кинетическую энергию; ΔP — часть переданной энергии, которая увеличивает внутреннюю потенциальную энергию; ΔA — часть энергии, которая используется для совершения внешней работы.

Греческой буквой Δ (дельта) обозначают изменение состояния. Например, если K — это внутренняя кинетическая энергия, то ΔK — изменение внутренней кинетической энергии.

ВНЕШНЯЯ РАБОТА, СОВЕРШАЕМАЯ ТВЕРДЫМ ИЛИ ЖИДКИМ ВЕЩЕСТВОМ

При нагревании твердого или жидкого вещества повышается его температура, при этом оно несколько расширяется, за счет чего совершается небольшое количество работы. Практически можно считать, что вся энергия в форме теплоты, подводимая к твердому или жидкому веществу, что обусловливает изменение температуры, увеличивает его внутреннюю кинетическую энергию. Следовательно, не совершается работа и не увеличивается внутренняя потенциальная энергия. В данном случае ΔP и ΔA в уравнении (3-9) равны нулю, и, следовательно, $\Delta Q = \Delta K$.

При переходе твердого вещества в процессе плавления в жидкую фазу изменение объема так мало, что можно пренебречь совершенной при этом внешней работой. Кроме того, переданная энергия не увеличивает внутренней кинетической энергии тела, так как температура также остается постоянной. Вся теплота, поглощаемая расплавленным твердым веществом, увеличивает внутреннюю потенциальную энергию. Поэтому ΔK и ΔA равны нулю, а $\Delta Q = \Delta P$.

Совершенно другое происходит при переходе жидкости в пар. Изменение объема, а следовательно, и совершенная внешняя работа значительны. Например, когда 1 кг воды при атмосферном давлении превращается в пар, объем увеличивается от 0,001 м^3 до 1,673 м^3. Для испарения 1 кг воды требуется 2257 кДж теплоты, из которых 167 кДж расходуется на совершение работы расширения (при атмосферном давлении). Остальная часть теплоты увеличивает внутреннюю потенциальную энергию пара. В данном случае только $\Delta K = 0$, а $\Delta Q = \Delta P + \Delta A$.

ПРОЦЕССЫ С ИДЕАЛЬНЫМИ ГАЗАМИ

Различные законы, определяющие зависимости давления и объема газа от его температуры, как объяснялось выше, относятся с определенной точностью только к гипотетическому идеальному газу. В процессах, происходящих с идеальным газом, не учитывается взаимодействие его молекул. Молекулы такого газа совершенно свободны и независимы от сил взаимного притяжения. Следовательно, теплота, подводимая к идеальному газу или отводимая от него, не влияет на внутреннюю потенциальную энергию вещества.

Понятие идеального газа значительно упрощает решение задач, связанных с изменением состояния газа. Предполагают, что состояние идеального газа изменяется без внутреннего трения, т. е. без совершения внутренней работы по преодолению межмолекулярных сил.

Нетрудно понять сущность внутреннего трения. Жидкость, например масло, не может свободно течь при низкой температуре из-за внутреннего трения, являющегося результатом наличия значительных межмолекулярных сил в жидкости. Однако при нагревании жидкости молекулы получают дополнительную энергию, силы взаимного притяжения молекул уменьшаются, внутреннее трение снижается, и жидкость течет более легко.

Превращение жидкости в пар, конечно, приводит к значительному уменьшению сил взаимного притяжения молекул и внутреннего трения, но между молекулами пара все же существует некоторое взаимодействие. Межмолекулярные силы наибольшие, когда температура газа близка к температуре насыще-

ния, и быстро уменьшаются при нагревании газа. Газ приближается к идеальному состоянию, если взаимодействие его молекул и, следовательно, внутреннее трение пренебрежимо малы.

В действительности идеальный газ не существует, но многие газы, например воздух, азот, водород и гелий, близки к идеальному состоянию. Поэтому любая ошибка, которая может возникнуть при рассмотрении их в качестве идеальных газов, не имеет решающего значения в большинстве практических расчетов.

Очень важно, чтобы изучающий холодильную технику понимал и мог применять законы идеальных газов, но необходимо помнить, что пар в нормальном холодильном цикле близок к точке насыщения и его нельзя рассматривать в качестве идеального газа. Газовые законы можно применить для пара хладагента только в очень общем виде. Если применять газовые законы для определения зависимости давления и объема пара от температуры, то могут возникнуть серьезные ошибки. Для пара обычно необходимо использовать значения параметров, имеющиеся в таблицах или диаграммах, которые определены экспериментально или путем сложных расчетов. В данной книге имеется несколько таких таблиц и диаграмм, которые будут рассмотрены ниже.

Принято считать, что газ участвует в процессе, если он переходит из какого-либо начального состояния в какое-либо конечное состояние. Состояние газа зависит от большого количества параметров. Можно выделить пять основных процессов, в которых происходит изменение параметров газа: изобарный (при постоянном давлении), изохорный (при постоянном объеме), изотермический (при постоянной температуре), адиабатный и политропный.

Ранее уже упоминалось, что расстояние между молекулами идеального газа столь велико, что они не притягиваются друг к другу, а энергия, поглощаемая идеальным газом, не влияет на его внутреннюю потенциальную энергию. В данном случае очевидно, что теплота, поглощаемая идеальным газом, увеличивает внутреннюю кинетическую энергию (температуру) газа, или расходуется на совершение внешней работы, или то и другое вместе. В связи с тем что изменение внутренней потенциальной энергии ΔP всегда равно нулю, общее уравнение превращения энергии для идеального газа можно записать следующим образом:

$$\Delta Q = \Delta K + \Delta A. \qquad (3\text{-}10)$$

Необходимо помнить, что, например, повышение температуры газа указывает на увеличение его начальной кинетической энергии, а изменение объема газа свидетельствует о совершенной работе за счет внутренней энергии газа или за счет теплоты, поступившей от внешнего теплоотдатчика.

Процесс с постоянным объемом

Если газ нагревается в закрытом сосуде, т. е. объем его постоянный, то давление и температура газа изменяются в соответствии с законом Шарля (см. рис. 3-3). Внешняя работа не совершается из-за неизменного объема газа ($\Delta A = 0$). Поэтому в процессе с постоянным объемом, обозначаемым индексом V,

$$\Delta Q_V = \Delta K_V. \qquad (3\text{-}11)$$

Из уравнения (3-11) следует, что в процессе с постоянным объемом вся теплота, переданная газу, увеличивает его внутреннюю кинетическую энергию. Газ не отдает теплоту, которая могла бы превратиться в работу.

Если газ охлаждается при постоянном объеме, то в результате отвода теплоты эффективно снижается его внутренняя кинетическая энергия. Необходимо отметить, что ΔQ в уравнении (3-10) обозначает отведенную от газа теплоту, ΔK указывает на увеличение внутренней кинетической энергии, а ΔA — на со-

вершенную газом работу. Поэтому если газ отдает теплоту, то значение ΔQ отрицательно. Таким же образом при уменьшении внутренней кинетической энергии газа величина ΔK отрицательна, а значение ΔA отрицательно при совершении внешней работы. Следовательно, при охлаждении газа величины ΔQ и ΔK в уравнении (3-11) отрицательны.

Процесс при постоянном давлении

Нагревание газа при постоянном объеме в соответствии с законом Гей-Люссака приводит к повышению его температуры и увеличению объема. В ходе процесса газом совершается работа одновременно с увеличением внутренней энергии. Следовательно, когда одна часть передаваемой энергии увеличивает внутреннюю кинетическую энергию газа, другая часть получаемой энергии превращается в работу. Для процесса при постоянном давлении, обозначаемом индексом p, уравнение энергии можно записать следующим образом:

$$\Delta Q_p = \Delta K_p + \Delta A_p. \qquad (3\text{-}12)$$

УДЕЛЬНАЯ ТЕПЛОЕМКОСТЬ ГАЗА

Количество теплоты, требуемой для повышения температуры 1 кг газа на 1°С (1 К) при его постоянном объеме, называется удельной теплоемкостью при постоянном объеме c_V. Таким же образом, количество теплоты, необходимой для увеличения температуры 1 кг газа на 1°С при постоянном давлении, называется удельной теплоемкостью при постоянном давлении c_p. Удельная теплоемкость любого газа при постоянном давлении всегда больше удельной теплоемкости при постоянном объеме. Причину этого явления можно объяснить довольно легко.

Количество теплоты, требуемой для увеличения внутренней кинетической энергии газа при повышении его температуры на 1°С, совершенно одинаково во всех процессах, протекающих с изменением параметров газа. В связи с тем что работа не совершается в процессе при постоянном объеме, теплота расходуется только на увеличение внутренней кинетической энергии. Однако в процессе при постоянном давлении объем газа увеличивается с повышением температуры на 1°С, и при этом совершается также и определенная внешняя работа. Поэтому в процессе при постоянном давлении расходуется большее количество теплоты как для совершения работы, так и для увеличения внутренней кинетической энергии газа. Например, удельная теплоемкость воздуха при постоянном объеме составляет 0,711 кДж/(кг·К), а удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении — 1кДж/(кг · К). Для любого из этих двух процессов увеличение внутренней кинетической энергии воздуха для повышения его температуры на 1° С составляет 0,711 кДж/кг. В процессе при постоянном давлении дополнительные 0,289 кДж/кг — это теплота, требуемая для совершения работы по увеличению объема при повышении температуры.

ИЗМЕНЕНИЕ ВНУТРЕННЕЙ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

В любом процессе, в котором происходит изменение температуры газа, наблюдается и изменение внутренней кинетической энергии газа, которое можно рассчитать по уравнению

$$\Delta K = mc_V (T_2 - T_1), \qquad (3\text{-}13)$$

где ΔK — увеличение внутренней кинетической энергии, кДж; m — масса, кг; c_V — теплоемкость при постоянном объеме, кДж/(кг·К); T_1, T_2 — начальная и конечная температура соответственно, °С или К.

Пример 3-9. Температура воздуха массой 2 кг повышается при его нагревании с 24 до 50° С. Если c_V для воздуха 0,711 кДж/(кг·К), то каково увеличение внутренней кинетической энергии?

Р е ш е н и е. Применяя уравнение (3-13), находим

$$\Delta K = 2 \text{ кг} \times 0{,}711 \text{ кДж/(кг·К)} \times (50°\text{C} - 24°\text{C}) = 36{,}97 \text{ кДж}.$$

Пример 3-10. Воздух массой 5 кг охлаждают с 35 до 25° С. Рассчитать увеличение внутренней кинетической энергии.

Р е ш е н и е. Используя уравнение (3-13), определяем

$$\Delta K = 5 \text{ кг} \times 0{,}711 \text{ кДж/(кг·К)} \times (25°\text{C} - 35°\text{C}) = -35{,}55 \text{ кДж}.$$

Обратите внимание на то, что в примере 3-10 T_2 меньше T_1, в результате чего значение ΔK отрицательно. Это указывает на то, что внутренняя кинетическая энергия уменьшается, а не увеличивается.

ТЕПЛОТА, ПЕРЕДАННАЯ В ПРОЦЕССЕ ПРИ ПОСТОЯННОМ ОБЪЕМЕ

Так как в процессе с постоянным объемом $\Delta Q_V = \Delta K_V$, то

$$\Delta Q_V = mc_V (T_2 - T_1). \qquad (3\text{-}14)$$

Пример 3-11. Если в примере 3-9 газ нагревается при постоянном объеме, то каково количество теплоты, переданной газу в процессе?

П е р в о е р е ш е н и е. По уравнению (3-14) рассчитываем

$$\Delta Q_V = 2 \text{ кг} \times 0{,}711 \text{ кДж/(кг·К)} \times (50°\text{C} - 24°\text{C}) = 36{,}97 \text{ кДж}.$$

В т о р о е р е ш е н и е. Если в примере 3-9 $\Delta K_V = 36{,}97$ кДж, а $\Delta Q_V = \Delta K_V$, то $\Delta Q_V = 36{,}97$ кДж.

Пример 3-12. Если в примере 3-10 воздух охлаждается при постоянном объеме, то каково количество теплоты, переданной воздуху в процессе?

Р е ш е н и е. Если в примере 3-10 $\Delta K_V = -35{,}55$ кДж, а $\Delta Q_V = \Delta K_V$, то $\Delta Q_V = -35{,}55$ кДж.

Обратите внимание на то, что в примере 3-12 отрицательное значение ΔK_V указывает на уменьшение внутренней кинетической энергии, ΔQ_V также имеет отрицательное значение и характеризует отвод теплоты от газа.

ВНЕШНЯЯ РАБОТА В ПРОЦЕССЕ ПРИ ПОСТОЯННОМ ДАВЛЕНИИ

Работу, совершаемую в процессе при постоянном давлении, можно выразить следующим уравнением:

$$\Delta A_p = A_p = p(V_2 - V_1), \qquad (3\text{-}15)$$

где A_p — совершенная работа, Дж; p — абсолютное давление, Па; V_1, V_2 — начальный и конечный объем соответственно, м³.

Предположим, что поршень на рис. 3-1,*а* имеет площадь S (в м²), а абсолютное давление газа в цилиндре равно p (в Па). В соответствии с уравнением (1-14) сила, действующая на поршень, будет равна $F = pS$.

Предположим теперь, что в цилиндре газ с начальным объемом V_1 нагревается и расширяется до объема V_2, а его давление поддерживается постоянным (см. рис. 3-1,*б*). При этом сила pS действует на расстояние l и совершается работа [см. уравнение (1-25)]. Количество совершенной работы равно $A = pSl$, но так как $Sl = V_2 - V_1$, то $A = p(V_2 - V_1)$.

Пример 3-13. Воздух массой 1 кг, начальным объемом 0,83 м³ и начальной температурой 294 К нагревается и расширяется при постоянном давлении 101325 Па до конечного объема 1,13 м³. Рассчитать совершенную внешнюю работу.

Р е ш е н и е. Применяя уравнение (3-15), находим

$$A_p = 101325 \text{ Па } (1{,}13 \text{ м}^3 - 0{,}83 \text{ м}^3) = 30{,}4 \text{ кДж/кг}.$$

ТЕПЛОТА, ПЕРЕДАННАЯ В ПРОЦЕССЕ ПРИ ПОСТОЯННОМ ДАВЛЕНИИ

В соответствии с уравнением (3-12) ΔQ_p (общее количество теплоты, переданной газу в процессе при постоянном давлении) равно сумме ΔK_p (увеличению внутренней кинетической энергии газа) и ΔA_p (внешней работе, совершаемой при расширении газа).

Пример 3-14. Рассчитать общее количество теплоты, переданной воздуху в процессе при постоянном давлении. Параметры процесса приведены в примере 3-13.

Р е ш е н и е. Применяя закон Гей-Люссака для процесса при постоянном давлении, определяем

$$T_2 = T_1 V_2/V_1 = 294\ \text{К} \times 1{,}13\ \text{м}^3/0{,}83\ \text{м}^3 = 400\ \text{К}.$$

По уравнению (3-13) рассчитываем

$$\Delta K = 1\ \text{кг} \times 0{,}711\ \text{кДж/(кг·К)} \times (400\ \text{К} - 294\ \text{К}) = 75{,}37\ \text{кДж/кг}.$$

Из примера 3-13 имеем, что $\Delta A_p = 30{,}4$ кДж/кг.

Применяя уравнение (3-12), вычисляем $\Delta Q_p = 75{,}37 + 30{,}4 = 105{,}77$ кДж/кг.

В связи с тем что удельная теплоемкость при постоянном давлении c_p учитывает не только увеличение внутренней кинетической энергии 1 кг газа, но также и работу, совершенную при изменении температуры на 1°С в процессе при постоянном давлении, общее количество теплоты, переданной во время процесса, определяют с помощью следующего уравнения:

$$\Delta Q_p = mc_p (T_2 - T_1). \qquad (3\text{-}16)$$

Следовательно, уравнение (3-16) позволяет по-другому решить пример 3-14. В табл. 3-1 указано, что теплоемкость воздуха при постоянном давлении c_p равна 1 кДж/(кг · К). Таким образом, используя уравнение (3-16), находим

$$\Delta Q_p = 1\ \text{кг} \times 1\ \text{кДж/(кг·К)} \times (400\ \text{К} - 294\ \text{К}) = 106\ \text{кДж/кг}.$$

ДИАГРАММА ОБЪЕМ — ДАВЛЕНИЕ

Из уравнения (3-4) следует, что термодинамическое состояние газа адекватно описывается двумя свойствами газа. Следовательно, приняв два любых параметра газа в качестве математических координат, термодинамическое состояние газа можно выразить в виде точки на диаграмме. Кроме того, когда условия, при которых газ переходит из какого-то начального состояния в какое-либо конечное состояние, известны, то процесс на диаграмме можно изобразить в виде кривой.

Графическое изображение процесса или цикла называется диаграммой процесса или диаграммой цикла соответственно. Такие диаграммы полезны при анализе и решении различных задач.

В связи с тем что работа, совершаемая в процессе или цикле, является функцией давления и объема, эти показатели используются в качестве координат. Когда объем и давление используются в качестве координат диаграммы процесса или цикла, диаграмму называют диаграммой объем — давление или V,p-диаграммой.

Для демонстрации применения V, p-диаграммы на рис. 3-4 рассмотрен

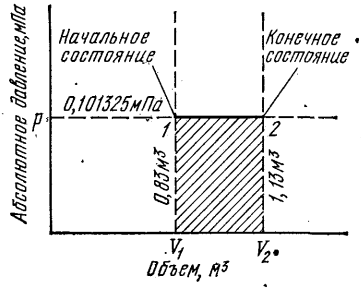


Рис. 3-4. Процесс при постоянном давлении на диаграмме объем — давление

процесс, описанный в примере 3-13. Обратите внимание на то, что в качестве вертикальной координаты служит абсолютное давление в паскалях, а в качестве горизонтальной координаты — объем в метрах кубических.

Начальное состояние газа в примере 3-13 характеризуется давлением, равным 101325 Па, и объемом 0,83 м³. Для нанесения точек, соответствующих начальному состоянию газа, на V,p-диаграмму следует от точки на вертикальной оси, обозначающей давление 101325 Па (0,101 МПа), провести пунктирную горизонтальную линию, а от

точки на горизонтальной оси, обозначающей объем 0,83 м³, — вертикальную линию. Точка пересечения пунктирных линий (точка *1*) соответствует начальному термодинамическому состоянию газа.

В примере 3-13 газ нагревается при постоянном давлении и расширяется до объема 1,13 м³. Вследствие того что давление остается неизменным в течение всего процесса, точка, характеризующая конечное состояние газа, должна быть на линии постоянного давления. Точка *2* на линии давления, обозначающая конечное состояние газа, определяется пересечением этой линии с вертикальной линией, проведенной из точки на горизонтальной оси, обозначающей конечный объем.

Промежуточные термодинамические состояния характеризуются точками на линии *1—2*. Линия от точки *1* до точки *2*, таким образом, обозначает процесс при изменении термодинамического состояния газа и представляет собой V,p-диаграмму описанного процесса.

На рис. 3-4 площадь прямоугольной (заштрихованной) зоны под линией процесса является произведением высоты p и основания $(V_2 - V_1)$. Однако в соответствии с уравнением (3-15) произведение $p(V_2 - V_1)$ — это внешняя работа в процессе при постоянном давлении. В таком случае очевидно, что площадь зоны между линией процесса и осью

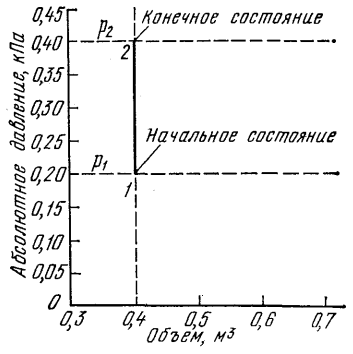


Рис. 3-5. Процесс при постоянном объеме **на** диаграмме объем — давление

объема представляет собой меру (в Дж) количества внешней работы, совершенной в процессе.

На рис. 3-5 дана V,p-диаграмма процесса при постоянном объеме. Предположим, что состояние газа в начале процесса характеризуется давлением, равным 0,2 МПа, и объемом — 0,4 м³. Газ нагревают при постоянном объеме до давления 0,4 МПа. Кривая постоянного объема от начального состояния *1* до конечного состояния *2* обозначает происходящий процесс.

Анализ V,p-диаграммы на рис. 3-5 показывает, что между линией *1—2* процесса и осью объема нет площади зоны. Значит, работа не совершается, если процесс происходит при постоянном объеме.

ПРОЦЕСС ПРИ ПОСТОЯННОЙ ТЕМПЕРАТУРЕ

По закону Бойля —Мариотта давление изменяется обратно пропорционально объему, когда газ сжимается и расширяется при постоянной температуре, т. е. давление увеличивается при сжатии газа и уменьшается при его расширении. В связи с тем что газ совершает работу в процессе расширения при постоянной температуре, теплота для совершения работы должна подводиться от внешнего теплоотдатчика (см. рис. 3-2,*б*). При этом вся подводимая к газу теплота во время процесса расходуется на совершение работы.

Когда газ сжимается без охлаждения, внутренняя энергия его увеличивается на количество энергии, затрачиваемой на работу сжатия. Поэтому, если температура газа остается постоянной при сжатии, он должен отдавать в окружающую среду такое количество теплоты, которое равно количеству совершенной работы при сжатии (см. рис. 3-2, *в*).

ΔK в уравнении (3-10) равно нулю, так как нет изменения внутренней кинетической энергии в процессе при постоянной температуре, а общее уравнение

энергии для процесса при постоянной температуре можно записать следующим образом:

$$\Delta Q_t = \Delta A_t. \qquad (3\text{-}17)$$

Работа в изотермическом процессе

На рис. 3-6 показана V,p-диаграмма изотермического расширения газа. В

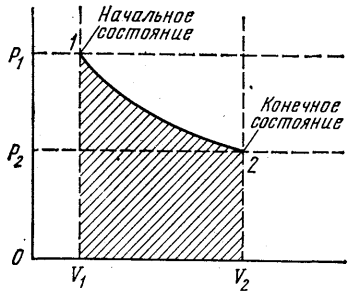


Рис. 3-6. Процесс при постоянной температуре на диаграмме объем — давление

процессе при постоянной температуре давление и объем изменяются в соответствии с законом Бойля — Мариотта. На диаграмме изотермический процесс расширения показан в виде кривой *1—2*, а выполняемая работа (в Дж) — заштрихованной зоной. Площадь этой зоны, а следовательно, и работу, совершаемую в процессе, можно вычислить по уравнению

$$At = p_1 V_1 \times \ln (V_2 / V_1), \qquad (3\text{-}18)$$

где ln — натуральный логарифм.

Пример 3-15. Определенная масса газа с начальным и абсолютным давлением 0,32 МПа и объемом 2 м³ изотермически расширяется до объема 4 м³. Определить конечное абсолютное давление газа и работу, совершаемую газом.

Р е ш е н и е.

Применяя уравнение (3-2), находим

$$p_2 = 0{,}32 \text{ МПа} \times 2 \text{ м}^3/4 \text{ м}^3 = 0{,}16 \text{ МПа}.$$

По уравнению (3-18) определяем

$$A_t = 320000 \text{ Па} \times 2 \text{ м}^3 \times \ln (4 \text{ м}^3/2 \text{ м}^3) = 443{,}6 \text{ кДж}.$$

Пример 3-16. Определенная масса газа с начальным абсолютным давлением 0,16 МПа и объемом 4 м³ изотермически сжимается до объема 2 м³. Определить конечное абсолютное давление газа и работу, совершаемую газом.

Р е ш е н и е. Согласно уравнению (3-2)

$$p_2 = p_1 V_1 / V_2 = 0{,}16 \text{ МПа} \times 4 \text{ м}^3/2 \text{ м}^3 = -0{,}32 \text{ МПа}.$$

Применяя уравнение (3-18), рассчитываем

$$A_t = 160000 \text{ Па} \times 4 \text{ м}^3 \times \ln (2 \text{ м}^3/4 \text{ м}^3) = -443{,}6 \text{ кДж}.$$

Обратите внимание на то, что процесс в примере 3-16 является полностью противоположным процессу, описанному в примере 3-15. Если в процессе примера 3-15 происходит расширение, то в примере 3-16 — сжатие. Заметьте также, что при расширении работа совершается газом, а при сжатии — за счет внешнего теплоотдатчика. Однако в связи с тем, что изменение состояния газа в том и другом случае происходит в одинаковых условиях, то количество совершаемой работы одинаково в обоих примерах.

Теплота, переданная в изотермическом процессе

В связи с тем что изотермический процесс происходит без изменения температуры, внутренняя кинетическая энергия газа не изменяется и $K = 0$. В соответствии с уравнением (3-17) количество теплоты, полученной газом в процессе при постоянной температуре, равно количеству совершаемой работы. При изотермическом расширении теплота передается газу для совершения им работы, а при изотермическом сжатии теплота отводится от газа, в результате чего внутренняя энергия газа не увеличивается.

Пример 3-17. Определить количество теплоты, переданной газу в процессе расширения при постоянной температуре. Условия взять из примера 3-15.

Р е ш е н и е. Из примера 3-15 $\Delta A_t = 443{,}6$ кДж.

Так как в изотермическом процессе $\Delta A_t = \Delta Q_t$, то $\Delta Q_t = 443{,}6$ кДж.

Пример 3-18. Какое количество теплоты передается газу в процессе при постоянной температуре, описанном в примере 3-16?

Р е ш е н и е. Из примера 3-16 находим $\Delta A_t = -443{,}6$ кДж.

Так как $\Delta A_t = \Delta Q_t$, то $\Delta Q_t = -443{,}6$ кДж.

Обратите внимание на то, что газу передается отрицательное количество теплоты, следовательно, это количество теплоты в течение процесса отводится от газа.

АДИАБАТНЫЙ ПРОЦЕСС

Адиабатный процесс — это процесс, в котором газ изменяет свое состояние без передачи или отвода теплоты из окружающей среды. Кроме того, ни один из параметров (давление, объем, температура газа и пр.) адиабатного процесса не остается постоянным.

Когда газ расширяется, он совершает работу за счет внешней энергии. В описанном ранее примере газ для совершения работы поглощает теплоту от внешнего теплоотдатчика. В связи с тем что в адиабатном процессе теплота не передается газу от внешнего теплоотдатчика, он должен совершить внешнюю работу за счет собственной энергии. Адиабатное расширение всегда сопровождается понижением температуры газа, так как он отдает свою внутреннюю энергию для совершения работы (рис. 3-7).

Когда газ сжимается адиабатно, работа совершается за счет внешней энергии. Энергия газа увеличивается на количество, равное количеству совершенной работы. Так как теплота не передается внешнему телу при сжатии газа, внутренняя энергия его увеличивается, а температура повышается.

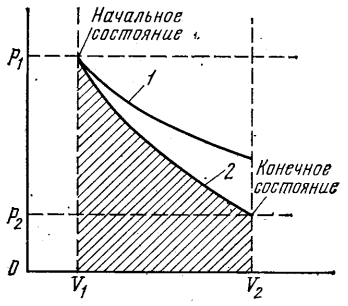


Рис. 3-7. Адиабатный процесс на диаграмме **объем** — давление:

1 — кривая изотермического расширения газа; *2* — кривая адиабатного расширения газа

В результате того, что теплота не передается и не отводится от газа в адиабатном процессе, значение ΔQ_a всегда равно нулю, а уравнение энергии для адиабатного процесса можно записать следующим образом:

$$\Delta K_a + \Delta A_a = 0. \qquad (3\text{-}19)$$

Поэтому $\Delta A_a = -\Delta K_a$ и $\Delta K_a = -\Delta A_a$.

Работу, совершаемую газом в адиабатном процессе, можно выразить с помощью следующего уравнения:

$$A_a = (p_1V_1 - p_1V_2)/(k - 1). \qquad (3\text{-}20)$$

Пример 3-19. Газ с начальным абсолютным давлением 0,32 МПа и объемом 2 м³ расширяется адиабатно до конечного объема 4 м³. Определить совершенную газом внешнюю работу, если конечное абсолютное давление равно 0,121 МПа.

Р е ш е н и е. Для воздуха отношение значений теплоемкости равно:

$$k = c_p/c_V = 1000/711 = 1{,}406.$$

По уравнению (3-20) определяем

$$A_a = (320000 \text{ Па} \times 2 \text{ м}^3)(121000 \text{ Па} \times 4 \text{ м}^3)/(1{,}406 - 1) = 384{,}24 \text{ кДж}.$$

Пример 3-20. Газ с начальным и абсолютным давлением 0,121 МПа и объемом 4 м³ сжимается адиабатно до конечного объема 2 м³. Определить количество совершенной работы, если конечное давление воздуха 0,32 МПа?

Р е ш е н и е. Из примера 3-19 находим, что для воздуха $k = 1{,}406$. Используя уравнение (3-20), рассчитываем

$$A_a = [(121000 \text{ Па} \times 4 \text{ м}^3) - (320000 \text{ Па} \times 2 \text{ м}^3)]/(1{,}406 - 1) = -384{,}24 \text{ кДж}.$$

СРАВНЕНИЕ ИЗОТЕРМИЧЕСКОГО И АДИАБАТНОГО ПРОЦЕССОВ

Сравнение изотермического и адиабатного процессов представляет определенный интерес. При изотермическом расширении вся энергия, необходимая для совершения работы, подается газу в виде теплоты от внешнего теплоотдат-

чика. В связи с тем что энергия в форме теплоты подается газу от внешнего теплоотдатчика с той же интенсивностью, с какой газ совершает работу, внутренняя энергия газа не увеличивается и не уменьшается, а температура газа остается постоянной в течение всего процесса. При адиабатном расширении теплота не передается газу в течение процесса и вся работа расширения совершается за счет внутренней энергии газа. Поэтому внутренняя энергия газа всегда уменьшается на величину, равную совершенной работе, а температура газа соответственно понижается.

Рассмотрим теперь процессы изотермического и адиабатного сжатия. В любом процессе сжатия газа работа совершается обычно поршнем и количество теплоты, равное количеству совершаемой работы, передается газу. В процессе изотермического сжатия энергия в виде теплоты передается от газа к внешнему теплоприемнику с той же интенсивностью, с какой совершается работа по сжатию газа. Поэтому внутренняя энергия газа не изменяется, и его температура остается постоянной. При адиабатном сжатии нет передачи энергии в виде теплоты от газа к внешнему теплоприемнику. Поэтому выполненная работа увеличивает внутреннюю энергию газа, и его температура соответственно повышается.

ПОЛИТРОПНЫЙ ПРОЦЕСС

Целесообразно политропный процесс сравнить с изотермическим и адиабатным процессами. Процессы изотермического расширения (энергия для расширения газа поступает извне) и адиабатного расширения (для совершения работы расширения используется энергия самого газа) можно рассматривать как границы, между которыми происходят все процессы расширения. Следовательно, любой процесс расширения, при котором для совершения работы расходуется энергия частично от внешнего теплоотдатчика и частично самого газа, находится между изотермическим и адиабатным процессами (рис. 3-8). Этот процесс называется политропным. Если при политропном расширении большая часть

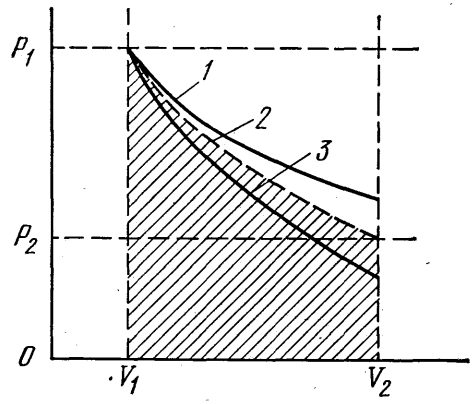


Рис. 3-8. Политропный процесс на диаграмме объем — давление:
1 — кривая изотермического процесса ($n=1$); *2* — кривая политропного процесса ($n>1<k$); *3* — кривая адиабатного процесса ($n=k$)

энергии, необходимая для совершения работы, поступает от внешнего источника, то он близок к изотермическому процессу. В том случае, когда для совершения работы используется в основном энергия газа, процесс близок к адиабатному.

Это действительно и для процесса сжатия. Когда газ теряет теплоту в процессе сжатия, но недостаточно интенсивно, процесс сжатия является политропным. Чем значительнее потери теплоты, тем больше политропный процесс приближается к изотермическому. Чем меньше потери теплоты, тем больше политропный процесс приближается к адиабатному. Если нет потерь теплоты, то процесс является адиабатным.

Действительное сжатие газа в компрессоре очень близко к адиабатному сжатию. Это объясняется тем, что процесс сжатия происходит очень быстро и в окружающую среду передается незначительное количество теплоты от газа через

стенки цилиндра. Водяная рубашка цилиндра повышает интенсивность теплоотдачи, и процесс сжатия приближается больше к изотермическому.

ЗАВИСИМОСТЬ ДАВЛЕНИЯ И ОБЪЕМА ГАЗА ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ В АДИАБАТНОМ ПРОЦЕССЕ

Температура, давление и объем газа изменяются в адиабатном процессе, и зависимости между этими параметрами в таком процессе могут быть определены следующими уравнениями:

$$T_2 = T_1 (V_1/V_2)^{k-1} \qquad (3\text{-}21)$$

$$T_2 = T_1 (p_2/p_1)^{(k-1)/k} \qquad (3\text{-}22)$$

$$p_2 = p_1 (V_1/V_2)^k \qquad (3\text{-}23)$$

$$p_2 = p_1 (T_2/T_1)^{k/(k-1)} \qquad (3\text{-}24)$$

$$V_2 = V_1 (T_1/T_2)^{1/(k-1)} \qquad (3\text{-}25)$$

$$V_2 = V_1 (p_1/p_2)^{1/k} \qquad (3\text{-}26)$$

Пример 3-21. Воздух адиабатно расширяется от 2 до 4 м³. Если начальное абсолютное давление воздуха 0,32 МПа, то каково конечное абсолютное давление?

Решение. По табл. 3-1 определяем, что для воздуха $k = 1{,}406$. Применяя уравнение (3-23), находим

$$p_2 = p_1 (V_1/V_2)^k = 0{,}32 \text{ МПа} \times (2/4)^{1{,}406} = 0{,}121 \text{ МПа}.$$

Пример 3-22. Воздух расширяется адиабатно от 2 до 4 м³. Если начальная температура воздуха 300 К, то какова конечная температура?

Решение. В табл. 3-1 указано, что для воздуха $k = 1{,}406$. По уравнению (3-21) вычисляем

$$T_2 = T_1 (V_1/V_2)^{k-1} = 300 \text{ К} \times (2/4)^{1{,}406-1} = 300 \text{ К} \times 0{,}755 = 226{,}5 \text{К}.$$

Пример 3-23. Воздух расширяется адиабатно от начального абсолютного давления 0,32 МПа до конечного абсолютного давления 0,121 МПа. Если начальная температура 300 К, то какова конечная температура?

Решение. Используя уравнение (3-22), находим

$$T_2 = T_1 (p_2/p_1)^{(k-1)/k} = 300 \text{ К} \times (0{,}121/0{,}32)^{(1{,}406-1)/1{,}406} = 300 \text{ К} \times 0{,}378^{0{,}289} = 300 \text{ К} \times 0{,}755 = 226{,}5 \text{ К}.$$

ПОКАЗАТЕЛЬ ПОЛИТРОПНОГО РАСШИРЕНИЯ И СЖАТИЯ ГАЗА

Зависимости давления и объема от температуры газа для политропного процесса можно определить по уравнениям (3-21) — (3-26), за исключением того, что показатель k для политропного расширения или сжатия заменяется на n. Работу в политропном процессе рассчитывают по уравнению (3-20), заменяя k на n.

Обычно значение n определяют при действительных испытаниях машины, в которой происходит расширение или сжатие газа. В отдельных случаях средние значения n для некоторых часто используемых газов, параметры которых изменяются при более или менее стандартных условиях, приводят в таблицах. Значение n можно рассчитать, если известны величины двух параметров газа в начальном и конечном состояниях. Нижеследующее уравнение показывает такую зависимость:

$$n = \log (p_1/p_2)/\log (V_1/V_2). \qquad (3\text{-}27)$$

Значение n зависит от теплоемкости газа. В связи с тем что удельная теплоемкость может изменяться, теоретически n может быть любой величины.

В широком понимании политропный процесс — это процесс, в котором удельная теплоемкость остается постоянной. В соответствии с этим определением все пять процессов, рассмотренных в этой главе, являются политропными процессами. Иногда удобно ограничить термином «политропный» только такие процессы, которые находятся между изотермическими и адиабатными процессами. Показатели изотермического и адиабатного расширения или сжатия равны 1 и k соответственно. Следовательно, значение n для ограниченного политропного процесса должно быть между 1 и k. Чем ближе политропный процесс приближается к адиабатному, тем ближе n приближается к k.

Пример 3-24. Воздух с начальным абсолютным давлением 0,32 МПа и начальной

температурой 300 К расширяется политропно от 2 до 4 м³. Показатель политропного расширения равен 1,2. Определить массу воздуха (в кг); конечное абсолютное давление (в МПа); конечную температуру (в К); работу, совершенную газом (в кДж); увеличение внутренней энергии (в кДж); теплоту, переданную газу (в кДж).

Р е ш е н и е:

а) в табл. 3-1 дано, что R для воздуха составляет 287 Дж/(кг·К). Применяя уравнение (3-8), находим

$$m = pV/RT = 320000 \text{ Па} \times$$

$$\times 2 \text{ м}^3/[287 \text{ кДж/(кг·К)} \times 300 \text{ К}] = 7{,}43 \text{ кг};$$

б) по уравнению (3-23) определяем

$$p_2 = p_1 (V_1/V_2)^n = 0{,}32 \text{ МПа } (2/4)^{1{,}2} =$$

$$= 0{,}32 \text{ МПа} \times 0{,}435 = 0{,}139 \text{ МПа};$$

в) из уравнения (3-21) вычисляем

$$T_2 = T_1 (V_1/V_2)^{n-1} = 300 \text{ К } (2/4)^{1{,}2-1} =$$

$$= 300 \text{ К } (0{,}5)^{0{,}2} = 300 \text{ К} \times 0{,}87 = 261 \text{ К};$$

г) по уравнению (3-20) рассчитываем

$$A_a = (p_1V_1 - p_2V_2)/(n - 1) = [(320000 \text{ Па} \times$$

$$\times 2 \text{ м}^3) - (139000 \text{ Па} \times 4 \text{ м}^3)]/(1{,}2 - 1) =$$

$$= 420 \text{ кДж};$$

д) в табл. 3-1 дано, что значение c_V для воздуха равно 0,711 кДж/(кг·К). Следовательно, используя уравнение (3-13), находим

$$\Delta K = 7{,}43 \text{ кг} \times 0{,}711 \text{ кДж/(кг·К)} (261^\circ\text{C} -$$

$$- 300^\circ\text{C}) = -206 \text{ кДж};$$

е) по уравнению (3-10) вычисляем

$$\Delta Q = \Delta K + \Delta A = -206 \text{ кДж} + 420 \text{ кДж} =$$

$$= 214 \text{ кДж}.$$

Обратите внимание, что в примере 3-24 количество работы, совершенной воздухом при политропном расширении, равно 420 кДж, причем 214 кДж из этого количества передается от внешнего источника, а 206 кДж расходуется самим воздухом, в результате чего на такое же количество уменьшается его внутренняя кинетическая энергия.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКАЯ СИСТЕМА

Термодинамическая система — это любая зона или пространство, ограниченное действительными или воображаемыми границами, выбранными для анализа энергии и ее преобразования. Пространство снаружи вблизи границ системы называется окружающей средой. Границы системы могут быть неподвижными или подвижными. Газ в металлическом сосуде является примером системы с неподвижными границами. Газ в сосуде образует систему, а стенки сосуда являются границами системы. Предположим, что газ находится в резиновом шарике и стенки шарика являются границей системы. При нагревании газа эластичные стенки шарика растягиваются и граница системы меняется с расширением газа.

Система может быть большой или небольшой. Например, пар находится во всей холодильной системе или в одном цилиндре компрессора соответственно. Системы бывают вакуумными, содержащими одно или несколько веществ или даже несколько фаз одного вещества. Например, в системе имеется сухой воздух и водяной пар (два вещества) или вода и водяной пар (две фазы одного вещества). В однородной системе содержится одно вещество или одна его фаза, или равномерная смесь нескольких веществ или фаз.

Система бывает замкнутой или открытой. В замкнутой системе только энергия переходит границу системы, а из открытой системы не только энергия, но и масса газа переходит в окружающую среду и обратно. Если массовый расход из открытой системы и в нее имеет установившийся и равномерный характер, то систему называют системой с постоянным расходом.

Состояние термодинамической системы зависит от физических свойств газа: температуры, давления, объема и энтропии. Его можно определить или описать только тогда, когда параметры газа постоянны, т. е. система находится в равновесии.

Все термодинамические системы, рассмотренные в данной главе, являются замкнутыми однородными системами с

действительными границами. Границы системы неподвижны для процесса с постоянным объемом и подвижны в процессах, происходящих в цилиндре с подвижным поршнем.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ

Переход системы из одного состояния в другое называется процессом. Термодинамические процессы могут быть обратимыми или необратимыми. Обратимый процесс — это процесс, который теоретически может быть совершен полностью в обратном порядке, т. е. когда параметры системы и окружающей среды возвращаются в начальные состояния. Все другие процессы называются необратимыми. На практике полностью обратимые процессы невозможны, т. е. все действительные процессы необратимы, хотя некоторые могут приближаться к идеальному обратимому процессу.

Существует ряд внутренних и внешних факторов, которые создают необратимость процессов. Внутренняя необратимость создается внутренним трением среды, возникающим за счет молекулярных сил и турбулентности. Например, предположим, что под поршнем в цилиндре находится газ высокого давления. Если поршень перемещается быстро, то часть газа непосредственно вблизи него стремится расшириться и занять полость, образуемую отходящим поршнем, а другая часть газа остается в состоянии покоя. В среде возникают турбулентность и трение за счет расхода части энергии, которая могла быть использована для совершения полезной работы. Таким образом создается разность давлений и температур. Во внутренне обратимом процессе используется идеальный газ. Он протекает так, что его параметры (давление, температура и т. д.) остаются неизменными во всей системе. Все процессы идеального газа, рассмотренные в данной главе, являются внутренне обратимыми.

Внешняя необратимость является результатом воздействия внешних для системы факторов. Одна из наиболее частых причин внешней необратимости — это механическое трение между трущимися поверхностями, например между подшипниками и стенками цилиндра. Другой причиной является теплопередача, которая по своему характеру может происходить только в одном направлении: от среды с более высокой температурой к среде с более низкой температурой. Адиабатный (изоэнтропный) процесс без трения является обратимым процессом и имеет особое значение при анализе цикла паровой компрессионной холодильной машины.

Несмотря на то что идеальные обратимые процессы невозможны на практике, по их графическому изображению на описанной ранее диаграмме с координатами давление — объем можно рассчитывать действительные процессы или их результаты.

Можно показать, что любые изменения в значениях различных физических свойств в термодинамическом процессе зависят только от начального и конечного состояний системы и совершенно не зависят от того, каким образом осуществляется процесс. Однако количество переданной теплоты и количество совершенной работы в любом термодинамическом процессе зависят от способа осуществления процесса. Следовательно, физические свойства системы являются функциями состояния, а передача энергии, т.е. теплоты, или энергии в виде работы — функцией способа осуществления процесса.

ЗАДАЧИ

3-1. Газ с начальным объемом 4 м^3 при температуре 630 К охлаждается при постоянном давлении до уменьшения его объема до 1,7 м^3. Определить конечную температуру газа.

3-2. Газ с начальной температурой 16°С нагревается при постоянном давлении до 30°С. Если начальный объем газа 1,4 м^3, каков конечный объем?

3-3. Воздух массой 2 кг сжимается при постоянной температуре от 2,6 до 0,89 м³. Если начальное абсолютное давление воздуха 21 МПа, то каково конечное абсолютное давление?

3-4. Газ объемом 2 м³ расширяется. Его абсолютное давление изменяется от 0,62 МПа до 0,16 МПа при постоянной температуре. Определить конечный объем газа.

3-5. Определенная масса газа изотермически расширяется от начального объема 0,62 м³ до конечного объема 3,16 м³.

Если начальное абсолютное давление газа 0,65 МПа, каково конечное абсолютное давление газа?

3-6. Воздух в ресивере имеет начальную температуру газа 75°С и начальное абсолютное давление 0,46 МПа. Если воздух охлаждается до понижения абсолютного давления 0,23 МПа, какова конечная температура газа в градусах Цельсия?

3-7. Ресивер воздушного компрессора имеет объем 0,8 м³ и заполнен воздухом при 50°С. Если абсолютное давление воздуха 0,625 МПа, какова масса воздуха в ресивере?

3-8. Определить удельный объем воздуха, если его температура 21°С при нормальном барометрическом давлении.

3-9. 4 кг кислорода имеют объем 0,5 м³. Если абсолютное давление кислорода 0,776 МПа, какова температура кислорода?

3-10. Воздух массой 2 кг нагревают при постоянном объеме от 40 до 92°С. Сколько работы совершается воздухом? Каково увеличение внутренней кинетической энергии? Сколько теплоты передается воздуху?

3-11. Сосуд имеет объем 0,65 м³ и заполнен CO_2 при температуре 25° С и абсолютном давлении 0,3 МПа. Сосуд нагревают до повышения температуры CO_2 до 150°С. Определить, какова масса CO_2? Каково конечное абсолютное давление? Каково увеличение внутренней кинетической энергии? Сколько подается теплоты?

3-12. Воздух массой 2 кг при давлении 0,1742 МПа расширяется от начального объема 0,12 м³ до конечного объема 0,2 м³ при нагревании, давление воздуха постоянно. Если начальная температура воздуха 363 К, то какова конечная температура воздуха? Сколько подается теплоты? Каково увеличение внутренней кинетической энергии? Какое количество работы совершается газом?

3-13. Углекислый газ, имеющий объем 2 м³ при давлении 0,85 МПа, изотермически расширяется (при постоянной температуре) до объема 4,5 м³. Определить, каково увеличение внутренней энергии? Какова работа, совершаемая газом? Сколько тепловой энергии передается газу?

3-14. Воздух объемом 1 м³ с начальной температурой 22°С при начальном давлении 0,1 МПа изотермически сжимается до конечного давления 0,8 МПа. Определить, сколько работы совершается воздухом? Каково увеличение внутренней кинетической энергии? Сколько теплоты передается воздуху?

3-15. Предположим, что в задаче 3-14 воздух сжимается адиабатно, а не изотермически. Рассчитать конечную температуру воздуха; конечный объем воздуха; количество теплоты, переданной воздуху; работу, совершенную воздухом; увеличение внутренней кинетической энергии.

3-16. Предположим, что в задаче 3-14 воздух сжимается политропно, а не изотермически. Если n равно 1,25, определить массу газа; конечную температуру воздуха; конечный объем воздуха; работу, совершенную воздухом; увеличение внутренней кинетической энергии; количество теплоты, переданной воздуху.

Глава 4
НАСЫЩЕННЫЙ И ПЕРЕГРЕТЫЙ ПАР

ТЕМПЕРАТУРА НАСЫЩЕНИЯ

Температура, при которой вещество превращается из жидкости в пар или наоборот из пара в жидкость, называется температурой насыщения. Жидкость при температуре насыщения является насыщенной, а пар при температуре насыщения — насыщенным. Необходимо помнить, что температура насыщения жидкости (температура, при которой жидкость кипит) и температура насыщения пара (температура, при которой пар конденсируется) одинаковы для данного давления.

Температура насыщения для данного давления — это максимальная температура жидкости и минимальная температура пара. При температуре жидкости, равной температуре насыщения, и продолжении ее нагревания, часть жидкости испаряется. Таким же обра-

зом при температуре пара, равной температуре насыщения, и продолжении отвода теплоты от него часть пара конденсируется.

ПЕРЕГРЕТЫЙ ПАР

Пар при температуре выше температуры насыщения, которая соответствует его давлению, называется перегретым

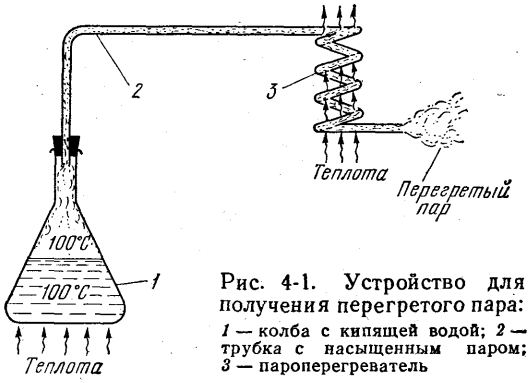


Рис. 4-1. Устройство для получения перегретого пара:
1 — колба с кипящей водой; *2* — трубка с насыщенным паром; *3* — пароперегреватель

паром. Температуру насыщенного пара можно повысить при нагревании. Когда температура пара повышается выше температуры насыщения, пар становится перегретым. Теплота, подаваемая для перегрева пара, обычно называется теплотой перегрева.

До начала процесса перегрева пар должен быть выведен из контакта с кипящей жидкостью (рис. 4-1). Чтобы перегретый пар сконденсировать, его следует сначала охладить до температуры насыщения, соответствующей его давлению.

ПЕРЕОХЛАЖДЕННАЯ ЖИДКОСТЬ

Если после конденсации пара жидкость охлаждается до температуры ниже ее температуры насыщения, то она называется переохлажденной. Следовательно, переохлажденная жидкость — это жидкость при *любой* температуре ниже температуры насыщения.

ВЛИЯНИЕ ДАВЛЕНИЯ НА ТЕМПЕРАТУРУ НАСЫЩЕНИЯ

Температура насыщения зависит от давления. При увеличении давления температура насыщения повышается, а при уменьшении давления — понижается.

Рассмотрим пример влияния давления на температуру насыщения жидкости. Предположим, что вода находится в закрытом сосуде, сверху которого смонтирован дроссельный вентиль (рис. 4-2,*а*). Давление в сосуде определяют с помощью манометра. Два термометра установлены таким образом, что один из них измеряет температуру пара, а другой — температуру воды. Когда дроссельный вентиль полностью открыт (см. рис. 4-2,*а*), давление в сосуде равно атмосферному. Температура воды при нагревании повышается до температуры насыщения при нормальном атмосферном

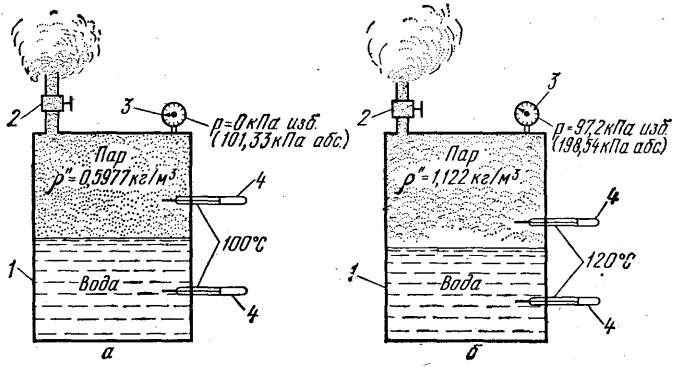


Рис. 4-2. Влияние давления на температуру насыщения:
1 — сосуд с кипящей водой; *2* — вентиль; *3* — манометр; *4* — термометры

давлении, т. е. до 100° С. При дальнейшем нагревании вода начинает кипеть. Пространство над водой вскоре заполнится миллиардами молекул водяного пара, движущихся хаотично с большой скоростью. Некоторые молекулы пара снова попадают в воду, а другие уходят через вентиль наружу и уносятся потоком воздуха.

Если вентиль открыт настолько, что пар может из сосуда свободно удаляться, то он будет покидать сосуд в таком количестве, сколько его образовалось при кипении жидкости. Другими словами, количество молекул, покидающих жидкость и превращающихся в молекулы пара, будет точно равно количеству молекул пара, уходящих из сосуда в окружающую среду и попадающих назад в жидкость. Таким образом, количество молекул пара и плотность пара над жидкостью будут постоянными, а давление, создаваемое паром, будет равно атмосферному давлению снаружи сосуда. В этих условиях водяной пар будет насыщенным, т. е. его температура и давление будут равны температуре и давлению воды, а именно: 100° С и 101325 Па абс. Плотность водяного пара при данной температуре и давлении равна 0,5977 кг/м³, а удельный объем — 1,67 м³/кг.

Жидкость будет продолжать кипеть при 100°С до тех пор, пока пар может свободно выходить наружу, в результате чего давление и плотность пара над жидкостью остаются постоянными.

Предположим, что дроссельный вентиль частично закрыт (рис. 4-2,*б*), в результате чего выход пара из сосуда несколько ограничен. В течение некоторого времени равновесие будет нарушено тем, что пар не будет выходить из сосуда в таком же количестве, в каком образуется. Следовательно, количество молекул газа в пространстве над жидкостью будет увеличиваться, что обусловит повышение плотности и давления пара над жидкостью, а также температуры насыщения.

Если предположить, что давление пара увеличивается до 198,540 кПа абс. (до появления равновесия), т. е. до состояния, при котором количество выходящего наружу пара совершенно точно равно количеству пара, образуемого при кипении жидкости, то температура насыщения будет равна 120° С, плотность пара — 1,122 кг/м³, и 1 кг пара будет занимать объем 0,8915 м³ (см. рис. 4-2,*б*).

При сравнении параметров пара, указанных на рис. 4-2,*б*, с параметрами пара, приведенными на рис. 4-2,*а*, можно отметить, что плотность пара больше при высоких давлении и температуре насыщения. Кроме того, очевидно, что давление и температуру насыщения жидкости или пара можно регулировать, отводя пар от поверхности жидкости.

На рис. 4-2, *а* показано, что интенсивность парообразования совершенно не влияет или влияет незначительно на давление и температуру насыщения, так как пар может уходить свободно. Следовательно, плотность и давление пара над жидкостью не будут ни увеличиваться, ни уменьшаться при изменении интенсивности парообразования. Из рис. 4-2, *б* видно, что с увеличением интенсивности парообразования повышаются плотность и давление пара, в результате чего увеличивается температура насыщения. Причина этого заключается в том, что повышение интенсивности парообразования приводит к выходу из сосуда большего количества пара в единицу времени. Давление пара в сосуде зависит от размера дроссельного отверстия вентиля. Оно будет повышаться до тех пор, пока разность давлений внутри и снаружи сосуда не достигнет той величины, при которой пар выходит из него с интенсивностью, равной интенсивности кипения жидкости. В результате повышения давления возрастают также температура насыщения и плотность пара. Таким же образом любое снижение интенсивности парообразования приводит к противоположному эффекту.

Давление и плотность пара над жидкостью будут понижаться, в результате чего уменьшается и температура насыщения.

Предположим теперь, что дроссельный вентиль на сосуде снова полностью открывают, как показано на рис. 4-2, *а*. Пар свободно выходит из сосуда. Плотность и давление пара понижаются до тех пор, пока давление пара не сравняется с атмосферным давлением. Температура насыщения воды при атмосферном давлении равна 100° С. При любой температуре выше температуры насыщения, соответствующей ее давлению, вода кипит. Очевидно, поэтому, чтобы вода сохранилась в виде жидкости, она должна быть охлаждена при понижении давления до атмосферного, например со 120 до 100° С. Часть воды выкипит, а скрытая теплота, необходимая для кипения этой части жидкости, отдается остальной массой воды. В результате этого температура ее понижается до температуры насыщения (100° С).

ПАРООБРАЗОВАНИЕ

Жидкость превращается в пар при испарении и кипении. В процессе испарения жидкости пар образуется при любой температуре ниже температуры насыщения на свободной ее поверхности. Испарение происходит без заметного нарушения состояния жидкости.

Кипит жидкость только при температуре насыщения. Парообразование наблюдается как во всей толще жидкости, так и на ее свободной поверхности. Оно сопровождается значительным перемешиванием жидкости, а также быстрым образованием пузырьков пара, которые увеличиваются в объеме, поднимаются на поверхность и лопаются. Мы рассмотрели, таким образом, вопросы парообразования при кипении.

Испарение

Испарение происходит постоянно, и то, что вода испаряется из озер, рек, прудов и пр., является достаточным подтверждением того, что испарение может происходить при температурах ниже температуры насыщения. Любая жидкость, имеющая свободную поверхность, постепенно испаряется независимо от температуры, и пар рассеивается в окружающей среде.

Испарение жидкостей при температуре ниже температуры насыщения можно объяснить следующим образом. Молекулы жидкости находятся в постоянном хаотическом тепловом движении, скорость которого зависит от температуры жидкости. Молекулы непрерывно сталкиваются друг с другом, и некоторые из них в результате этого на короткое время приобретают скорость, а значит, и энергию, превышающую среднюю скорость и энергию других молекул. Если это происходит в толще жидкости, то энергия молекул, движущихся с большей скоростью, чем остальные молекулы, снижается при столкновениях с другими молекулами. Однако если молекулы, находящиеся около свободной поверхности, имеют скорость выше средней, то они могут преодолеть поверхностное натяжение жидкости и вылететь в пространство над свободной поверхностью (рис. 4-3). Вылетающие из жидкости молекулы рассеиваются в окружающей среде.

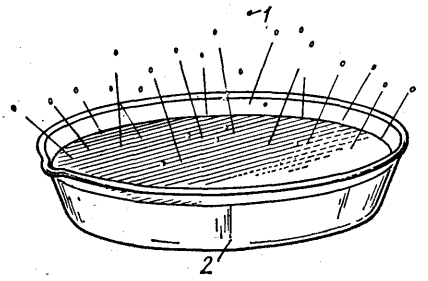


Рис. 4-3. Испарение с поверхности жидкости:
***1* — молекулы пара; *2* — сосуд с водой**

Интенсивность парообразования

При данной температуре некоторые жидкости кипят интенсивнее других.

Интенсивность кипения жидкостей, имеющих самую низкую температуру кипения, т. е. самую низкую температуру насыщения при данном давлении, наибольшая. Количество образуемого пара при кипении любой жидкости зависит от ряда причин. Так, интенсивность кипения увеличивается при повышении температуры жидкости и при понижении давления над поверхностью. Процесс кипения ускоряется с увеличением площади поверхности жидкости. Кроме того, ниже показано, что интенсивность кипения зависит от степени насыщения пространства паром, находящимся над поверхностью жидкости.

Охлаждение при испарении

Поверхность испаряющейся жидкости покидают молекулы, имеющие самую высокую скорость движения (т. е. обладающие максимальной энергией). Средняя энергия жидкости уменьшается одновременно с понижением температуры. Часть жидкости при испарении поглощает из оставшейся массы жидкости, из окружающей среды или от находящихся рядом предметов такое количество теплоты, которое равно скрытой теплоте ее парообразования. Поэтому энергия и температура жидкости снижаются. Температура оставшейся жидкости снижается до величины несколько ниже температуры окружающей среды. Образующаяся разность температур создает теплоприток из окружающей среды в массу жидкости. Энергия, теряемая массой жидкости в процессе парообразования, восполняется, и испарение происходит непрерывно, пока имеется жидкость. Образующийся пар рассеивается в окружающей среде.

ПАРОЖИДКОСТНЫЕ СМЕСИ В ЗАКРЫТЫХ СОСУДАХ

Когда в сосуде имеются пар и жидкость, они находятся в насыщенном состоянии. Например, предположим, что открытый сосуд частично заполнен водой, а температура окружающей среды равна 20° С (рис. 4-4,*а*). В процессе испарения воды при 20° С молекулы пара, покидая жидкость, рассеиваются в окружающей среде. Испарение будет продолжаться до тех пор, пока не останется жидкости. Однако если сосуд име-

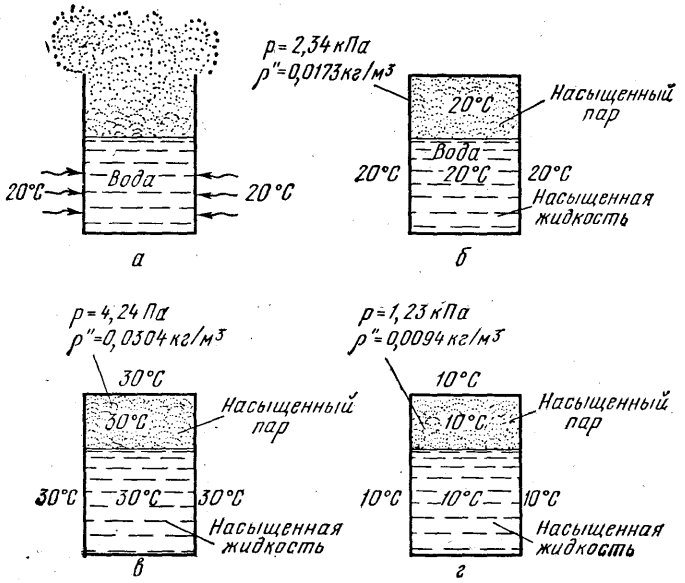


Рис. 4-4. Кипение воды в открытом и закрытом сосудах

ет плотно прилегающую крышку (рис. 4-4,*б*), то молекулы пара не смогут выйти наружу и соберутся над поверхностью раздела фаз. Вскоре пространство над жидкостью настолько заполнится молекулами пара, что многие из них, движущиеся хаотически вблизи свободной поверхности, возвращаются в жидкость, другие молекулы покидают жидкость. Когда число молекул, вылетающих из жидкости, станет равным числу молекул, возвращающихся в жидкость, т. е. если наступит динамическое равновесие, процесс видимого испарения жидкости прекратится. Пар становится насыщенным. Энергия жидкости увеличивается за счет энергии молекул пара, возвращающихся в жидкость, в том же количестве, которое жидкость теряет с покидающими ее молекулами. После прекращения испарения теплопередачи не происходит, так как жидкость больше не нагревается и ее температура будет равна температуре окружающей среды. Если температура окружающей среды повышается, например, до 30° С, то между ней и жидкостью снова начнется процесс теплопередачи. Температура жидкости и средняя скорость движения молекул увеличиваются, и начинается испарение. Количество молекул, покидающих жидкость, снова будет больше количества возвращающихся молекул; плотность и давление пара над жидкостью повышаются. Температура насыщения жидкости возрастает с увеличением плотности и давления пара. Наконец, когда температура насыщения достигнет 30°С и будет равна температуре окружающей среды, теплопередача и испарение снова прекращаются. Устанавливается состояние равновесия на новом уровне. Плотность и давление пара, а также температура насыщения парожидкостной смеси будут выше, чем в предыдущем примере. В сосуде будет больше пара и меньше жидкости, чем ранее (рис. 4-4,*в*).

Предположим теперь, что температура окружающей среды снизилась до 10° С. Результатом этого является образование теплового потока от парожидкостной смеси с температурой 30° С к более холодной окружающей среде. Парожидкостная смесь передает теплоту окружающей среде, следовательно, ее температура и средняя скорость движения молекул понизятся, и многие молекулы пара, не обладающие достаточной энергией, возвратятся снова в жидкость, т. е. часть пара конденсируется. Плотность и давление пара, а также температура насыщения уменьшатся. Когда температура насыщения станет равной 10°С, т. е. совпадет с температурой окружающей среды, теплопередача прекратится. Установится состояние равновесия, и количество молекул, возвращающихся в жидкость, будет равно количеству молекул, покидающих ее. В этом новом состоянии плотность и давление пара, а также температура насыщения будут ниже, чем ранее. Так как часть пара конденсируется, то в смеси жидкости будет больше, а пара меньше, чем при температуре окружающей среды 20 или 30°С (рис. 4-4,*г*).

СУБЛИМАЦИЯ

Вещество может переходить непосредственно из твердого состояния в пар без промежуточной жидкой фазы. Любое твердое вещество сублимирует при температуре ниже температуры его плавления. Сублимация протекает подобно испарению, но медленнее, так как молекулы, обладающие большой скоростью вблизи свободной поверхности, вылетают из массы вещества в окружающую среду, превращаясь при этом в молекулы пара. Можно привести следующие наиболее распространенные примеры. Твердая углекислота (сухой лед) при нормальной температуре и давлении сублимирует из твердого состояния в пар. Влажное белье, висящее зимой на открытом воздухе, становится сухим в результате сублимации. Сублимируют в морозную погоду лед и снег, например на тротуарах.

КОНДЕНСАЦИЯ

Различают несколько способов конденсации пара: отвод теплоты от пара, повышение давления пара и комбинация указанных двух способов.

Конденсация насыщенного пара при отводе теплоты

Насыщенный пар — это пар, находящийся в термодинамическом равновесии с жидкостью. При охлаждении насыщенного пара происходит его конденсация. Во время охлаждения пара его молекулы отдают часть энергии и скорость их движения снижается. Под действием сил притяжения некоторые молекулы пара переходят в жидкость. При конденсации, если пар находится в закрытом сосуде определенного объема, плотность и давление его уменьшаются, в результате чего температура насыщения снижается. Например, в конденсаторе происходит сжижение пара. Образовавшаяся жидкость сливается из аппарата, а новая порция пара поступает в него. Плотность, давление и температура пара при этом остаются постоянными, и конденсация продолжается до тех пор, пока теплота непрерывно отводится от пара.

Конденсация пара при повышении давления

Если перегретый пар сжимается при постоянной температуре, то его объем уменьшается, а плотность увеличивается (молекулы пара занимают меньший объем). При повышении давления температура насыщения пара увеличивается. Когда будет достигнута точка, в которой температура насыщения пара сравняется с действительной его температурой, плотность пара будет максимальной для данного состояния. Дальнейшее сжатие вызывает прогрессирующее повышение давления и температуры насыщения парожидкостной смеси, которое сопровождается непрерывной и всевозрастающей конденсацией пара. При отсутствии теплопередачи в окружающую среду скрытая теплота парообразования, отдаваемая конденсирующимся паром, повышает температуру насыщения смеси. Этот процесс является обратным процессу расширения.

Критическая температура

Критическая температура газа — это температура, выше которой газ не может быть превращен в жидкость при любом давлении. Для каждого газа характерна своя критическая температура. Некоторые газы имеют высокую критическую температуру, а другие относительно низкую. Например, критическая температура водяного пара приблизительно составляет 375° С, а критическая температура воздуха примерно равна 143° С.

Критическое давление

Критическое давление — это минимальное давление, при котором вещество может существовать в жидком состоянии при критической температуре, т. е. это давление насыщения при критической температуре.

ВАЖНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГАЗОВ И ПАРА

Газ или пар характеризуются рядом параметров, однако шесть из них имеют особое значение при изучении холодильной техники. К этим параметрам относятся давление, температура, объем, энтальпия, внутренняя энергия и энтропия. Давление, температура и объем являются измеряемыми параметрами. Энтальпию, внутреннюю энергию и энтропию невозможно измерить, в связи с чем их рассчитывают. Поэтому они называются расчетными параметрами.

Давление, температура, объем и внутренняя энергия уже описывались ра-

нее. Поэтому ниже рассмотрены вопросы, связанные с энтальпией и энтропией.

Энтальпия

Энтальпия I — это полная энергия рабочего тела в открытой системе, определяемая термодинамическим состоянием тела. Энтальпия является расчетным параметром тела.

Удельная энтальпия i — отношение энтальпии I к массе тела. Обычно интерес представляет удельная энтальпия, поэтому в данной книге под термином «энтальпия» подразумевается «удельная энтальпия».

Математически энтальпию определяют следующим образом:

$$i = u + pv, \qquad (4\text{-}1)$$

где i — энтальпия, Дж/кг; u — внутренняя энергия, Дж/кг; p — абсолютное давление, Па; v — удельный объем, м³/кг.

В главе 3 указывалось, что не вся энергия, получаемая телом, остается в нем, увеличивая внутреннюю энергию. Во многих случаях часть или вся энергия расходуется на совершение работы. В уравнении (4-1) часть переданной энергии, сохраняемой в теле и увеличивающей его внутреннюю энергию, выражается величиной u, а та часть переданной энергии, которая расходуется на совершение работы, обозначается pv. Несмотря на то что энергия, выраженная через произведение pv, не сохраняется в рабочем теле, она тем не менее характеризует энергию, которая должна быть передана телу для перевода его из начального состояния в требуемое конечное.

Рассмотрим, например, процесс превращения 1 кг воды в пар при 100° С и атмосферном давлении. Объем 1 кг воды при 100° С равен 0,001 м³, а объем 1 кг пара при 100° С — 1,673 м³. Следовательно, в процессе парообразования рабочее тело расширяется при постоянном давлении, совершая работу.

Энтальпия 1 кг воды при 100°С равна 419 кДж/кг, а энтальпия 1 кг пара при 100°С — 2676 кДж/кг. Следовательно, скрытая теплота парообразования равна 2257 кДж/кг (2676 — 419). Эта величина равна общему количеству теплоты, требуемой для испарения 1 кг воды при 100° С. Для совершения работы расширения при постоянном давлении из общего количества подведенной энергии требуется приблизительно следующее количество:

$$w_p = p\,(v_2 - v_1) = (101325\ \text{Па})\,(1{,}673\ \text{м}^3/\text{кг} - 0{,}001\ \text{м}^3/\text{кг}) = 169{,}4\ \text{кДж/кг}.$$

Следовательно, та часть подведенной энергии, которая сохраняется в среде, увеличивая ее внутреннюю энергию, равна 2087,6 кДж/кг (2257—169,4).

V,p-диаграмма процесса парообразования показана на рис. 4-5. Величины энтальпии и удельного объема взяты из таблицы пара, которая рассматривается в этой главе позднее.

Энтропия

Энтропия, как и энтальпия, является расчетным параметром вещества. Энтропия — функция состояния термодинамической системы, характеризующая направление протекания процесса теплообмена между системой и внешней средой.

Как и в случае с энтальпией, интерес представляет удельная энтропия s, а не энтропия S. Поэтому термин «энтропия» используется здесь для обозначения удельной энтропии s, если не будет оговорено специально.

Уже указывалось ранее (см. главу 3), что работу, совершаемую в процессе, можно выразить в виде произведения изменения объема ΔV на среднее абсолютное давление. Понятие энтропии позволяет теплоту, переданную в течение процесса, рассматривать как произведение двух этих факторов. Теплоту, переданную в течение процесса, можно выразить в виде произведения изменения

энтропии и средней абсолютной температуры[1]:

$$\Delta Q = \Delta s T_m; \qquad (4\text{-}2)$$

$$\Delta s = \Delta Q / T_m; \qquad (4\text{-}3)$$

$$T_m = \Delta Q / \Delta s, \qquad (4\text{-}4)$$

где ΔQ — теплота, отнесенная к 1 кг рабочего тела, кДж; Δs — изменение энтропии, кДж/(кг·К); T_m — средняя абсолютная температура, К.

Эти уравнения справедливы для идеальных обратимых процессов (см. главу 3). Однако так как величина изменения энтропии Δs между любыми точками, характеризующими состояние рабочего тела, имеет определенное значение независимо от прохождения процесса, то изменение энтропии для необратимого процесса можно определить с помощью расчета для обратимого процесса между теми же двумя точками состояния.

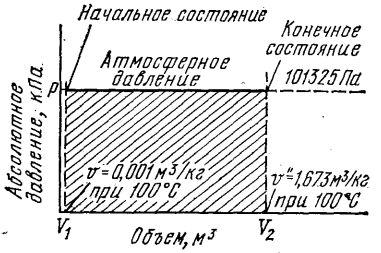


Рис. 4-5. Внешняя работа (169,4 кДж), совершаемая расширяющимся паром при кипении 1 кг воды при атмосферном давлении, на V, p-диаграмме

На V,p-диаграмме (рис. 4-5) зона под кривой процесса, которая является произведением изменения объема ΔV и средней абсолютной температуры, обозначает работу, совершенную в процессе. Подобным образом на s,T-диаграмме (диаграмма температура — энтропия) зона под кривой процесса, являющаяся произведением изменения энтропии Δs и средней абсолютной температуры T_m, обозначает теплоту, переданную в процессе. Процесс парообразования, описанный выше, показан на рис. 4-6.

В рассмотренном выше процессе парообразования температура постоянно

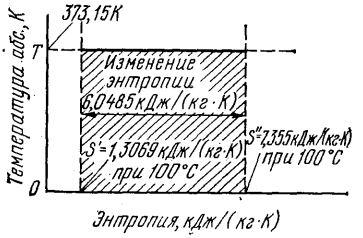


Рис. 4-6. Процесс парообразования на s, T-диаграмме

100° С, следовательно, средняя абсолютная температура T_m процесса равна 373,15 К. По таблице состояния пара находим, что энтропия 1 кг воды при 100°С равна 1,3069 кДж/(кг · К), а энтропия 1 кг пара при 100°С составляет 7,3554 кДж/(кг · К). По уравнению (4-2) определяем, что теплота, переданная в процессе, составляет $Q = T_m(s_2 - s_1) = 373{,}15$ К (7,3554 — 1,3069) = 2257 кДж.

Не вся энергия системы используется на совершение полезной работы. Например, рассмотрим паровой радиатор, применяемый для обогрева помещения. Температура в нем поддерживается около 25° С. Даже в идеальных условиях максимальное количество теплоты, передаваемой паром в помещение через радиатор, равно сумме теплоты, отдаваемой паром при конденсации, и теплоты, получаемой при охлаждении конденсата до комнатной температуры (25°С). Конденсат при 25°С все еще обладает значительным запасом энергии по сравнению с энергией при абсолютном нуле, однако эта энергия в форме теплоты не может быть передана в помещение с температурой 25° С, так как нет разности температур между конденсатом и помещением.

[1] Средняя абсолютная температура — это не только средняя величина между начальной и конечной температурами процесса, но и среднее значение абсолютной температуры в течение всего процесса.

Во всех действительных (необратимых) процессах энтропия системы (или окружающей среды) обязательно увеличивается в основном из-за того, что часть имеющейся энергии расходуется на преодоление трения. В любом идеальном обратимом адиабатном процессе, который часто называют «адиабатным процессом без трения» или «изоэнтропным» процессом, принимают, что имеющаяся энергия не используется на преодоление трения. Кроме того, энтропия является постоянной в течение всего процесса, так как нет теплопередачи.

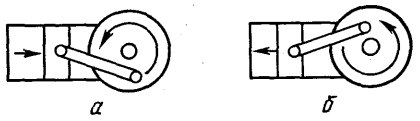


Рис. 4-7. Изоэнтропное расширение газа в цилиндре:
а — газ отдает энергию маховику в процессе расширения; *б* — маховик отдает энергию газу в процессе сжатия

Например, при изоэнтропном расширении газа в цилиндре (рис. 4-7) вся энергия, отдаваемая газом, передается поршню и затем от него маховику. В ходе сжатия энергия от маховика передается поршню, а затем при изоэнтропном сжатии — газу. Обратите внимание, что в течение всего цикла имеющаяся в системе энергия остается неизменной, в результате чего энтропия также остается постоянной.

Предположим теперь, что газ в цилиндре расширяется необратимо, т. е. часть энергии, отдаваемой газом, используется на преодоление трения в цилиндре и других механических частях. Из этого следует, что только часть энергии, получаемой от газа, передается поршню и далее маховику. Следовательно, в ходе сжатия энергия, получаемая от маховика, будет несколько меньше, чем требуется для повторного сжатия газа до его начального состояния. Кроме того, в процессе повторного сжатия часть имеющейся энергии, поступающей от маховика, используется на преодоление трения, в результате чего общее количество энергии в конце процесса повторного сжатия будет меньше общего количества энергии газа в первоначальном состоянии. Необратимые потери энергии в обоих процессах указывают на то, что количество имеющейся энергии в системе уменьшилось, а энтропия увеличилась.

Обычно энергия, используемая на преодоление трения, превращается в теплоту и рассеивается в окружающей среде. Следовательно, если необратимые процессы повторяются, то необходимо постоянно подводить энергию к системе от какого-либо внешнего теплоотдатчика для восполнения потерь теплоты в окружающую среду.

ТАБЛИЦЫ ПАРА

При изменении фазового состояния пара в связи с наличием значительных сил взаимного притяжения между молекулами пара всегда существует внутреннее трение. Свойства пара могут быть определены по законам идеального газа. Параметры насыщенного и перегретого пара определены экспериментально, и эти данные обобщены в виде таблиц и диаграмм.

Параметры насыщенных сред

Параметры насыщенных жидкостей и пара (температура, давление, удельный объем, энтальпия, энтропия) в различных состояниях приведены в таблицах (см. табл. 16-2). Температура насыщения среды, которая является вводным параметром вещества, указывается в крайней левой колонке. Соответствующее давление насыщения дается во второй колонке, а затем следует удельный объем жидкости и пара (в третьей и четвертой колонках соответственно). В некоторых таблицах указывается плотность в дополнение или вместо удельного объема. Если приводится только плотность, а требуется определить удельный объем, то

последний находят делением единицы на плотность. Таким же образом, когда указывается удельный объем, а требуется вычислить плотность, последнюю находят посредством деления единицы на удельный объем.

В большинстве таблиц приводятся три значения энтальпии: энтальпия насыщенной жидкости i', которая характеризует теплоту, требуемую для повышения температуры жидкости от расчетной до температуры насыщения (см. табл. 16-2);

скрытая теплота парообразования r при данной температуре насыщения; энтальпия насыщенного пара i'', которая равна сумме энтальпии жидкости i' и теплоты парообразования r. Если энтальпия парообразования не указана, то ее определяют посредством вычитания i' из i''.

Обычно указывают две энтропии: s' — энтропия насыщенной жидкости и s'' — энтропия насыщенного пара.

В некоторых таблицах приводят также значения внутренней энергии среды в жидкой и паровой фазах. Если этих значений в таблице нет, то внутреннюю энергию среды в любой фазе можно вычислить с помощью уравнения (4-1).

Ранее указывалось, что состояние газа или пара определяют по двум известным параметрам. Однако для насыщенной жидкости или пара какому-либо заданному давлению соответствует одно значение температуры. Это действительно также для других параметров насыщенной жидкости или пара. Поэтому если известна температура или давление насыщенной жидкости (пара), то величины других параметров можно легко найти из таблиц насыщенного пара.

Пример 4-1. Определить давление, удельный объем, энтальпию, энтропию и внутреннюю энергию 1 кг насыщенного пара R12 при 40°С.

Р е ш е н и е. Находим температуру насыщения 40°С в колонке 1 в табл. 16-2 (свойства насыщенного R12) и на той же строке в колонке 2 читаем соответствующее давление насыщения 0,96065 МПа. На той же строке приведены удельный объем пара v'', равный 18,1706 см³/г или л/кг, энтальпия пара i'', равная 367,147 кДж/кг, и энтропия пара s'', равная 1,5405 кДж/(кг·К).

Применяя уравнение (4-1), находим u = 367146 Дж/кг — (960650 Па × × 0,01817 м³/кг) = 349,691 кДж/кг.

Обратите внимание на то, что значения, полученные из таблиц пара, необходимо перевести в соответствующие единицы до подстановки в уравнение (4-1).

Таблицы перегретого пара

В эти таблицы включены свойства только перегретого пара, и поэтому расположение колонок несколько иное по сравнению с таблицей насыщенного пара. Параметры перегретого пара хладагента R12 приведены в табл. 16-3. До анализа таблицы перегретого пара необходимо обратить внимание на одно значительное отличие насыщенного пара от перегретого. Насыщенный пар имеет только одно значение температуры при определенном давлении, а перегретый пар может иметь любую температуру выше температуры насыщения. Величины удельного объема, энтальпии и энтропии перегретого пара зависят от температуры при данном давлении. Это не значит, что параметры перегретого пара совершенно не зависят от давления пара, а только то, что свойства перегретого пара при любой величине давления определяются его температурой.

Для определения параметров перегретого пара по таблице необходимо знать температуру насыщения или давление пара, а также действительную температуру перегрева.

В табл. 16-3 температура насыщения приведена в верхней части таблицы, а соответствующее ей давление насыщения указано рядом. Температура перегрева дается в правой колонке таблицы с интервалом в 5° С. В таблице приведены значения удельного объема v, энтальпии i и энтропии s для каждой имеющейся температуры перегрева. Эти величины можно вычислить прямой интер-

поляцией, если температуры перегрева не указаны.

Пример 4-2. 1 кг пара R12 (температура насыщения 40°С) перегревается до 65°С. Определить давление, удельный объем, энтальпию и энтропию пара.

Р е ш е н и е. В таблице перегретого пара (см. табл. 16-3) находим, что давление, указанное рядом с температурой насыщения, равно 0,96065 МПа. В основной части таблицы, между жирными линиями, дано, что удельный объем v пара равен 20,8819 см³/г или л/кг, энтальпия равна 386,212 кДж/кг, а энтропия — 1,5991 кДж/(кг·К).

Параметры парожидкостных смесей

Так называемый «пар» или «водяной пар», который мы видим поднимающимся над кипящей водой, представляет собой мельчайшие капельки воды, уносимые паром. Отдельные молекулы слишком малы для зрения, и потому пар невидим.

Термин «сухой насыщенный пар» обычно используют для обозначения пара, совершенно не содержащего частиц жидкости, а термин «влажный пар» означает смесь пара и жидкости. Паросодержание, обозначаемое символом x,— это весовая доля пара в смеси жидкости и пара, а влагосодержание $(1 - x)$ обозначает весовую долю жидкости в смеси.

Любой влажный пар (парожидкостная смесь) обязательно находится в состоянии насыщения. Поэтому любая смесь имеет температуру насыщения, соответствующую давлению смеси. Другие параметры смеси определяют с помощью подстановки соответствующих значений из таблиц насыщенного пара в следующие формулы для их расчета:

$$v_{см} = (1 - x)\, v' + xv''; \qquad (4\text{-}5)$$

$$i_{см} = (1 - x)\, i' + xi''; \qquad (4\text{-}6)$$

$$s_{см} = (1 - x)\, s' + xs'', \qquad (4\text{-}7)$$

где x — сухость пара. Индекс *см* обозначает смесь, а символы v', i', s' и v'', i'', s'' — величины удельного объема, энтальпии и энтропии для жидкой и паровой фазы соответственно.

Пример 4-3. Определить удельный объем, энтальпию и энтропию 1 кг R12 при температуре насыщения —5°С и сухости пара 0,32.

Р е ш е н и е. По табл. 16-2 находим, что удельный объем, энтальпия и энтропия жидкого R12 равны 0,70780 л/кг, 195,395 кДж/кг и 0,98311 кДж/(кг·К) соответственно. В том же порядке для паровой фазы эти значения составляют 64,9629 л/кг, 349,321 кДж/кг и 1,55710 кДж/(кг·К).

По уравнению (4-5) находим удельный объем смеси

$$v_{см} = 0{,}68 \times 0{,}70780 \text{ л/кг} + 0{,}32 \times$$

$$\times 64{,}9629 \text{ л/кг} = 21{,}27 \text{ л/кг, или}$$

$$0{,}02127 \text{ м}^3\text{/кг}.$$

Применяя уравнение (4-6), вычисляем энтальпию смеси

$$i_{см} = 0{,}68 \times 195{,}395 + 0{,}32 \times 349{,}321 =$$

$$= 244{,}65 \text{ кДж/кг}.$$

Согласно уравнению (4-7) энтропия смеси равна

$$s_{см} = 0{,}68 \times 0{,}98311 + 0{,}32 \times 1{,}55710 =$$

$$= 1{,}17 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

ЗАДАЧИ

4-1. Насыщенный жидкий R12 имеет температуру 10°С. Каковы давление, удельный объем, энтальпия, энтропия и внутренняя энергия жидкости?

4-2. Пар R12 имеет температуру насыщения 40°С. Определить давление, удельный объем, плотность, энтальпию, энтропию и внутреннюю энергию пара.

4-3. Пар R12 перегрет до 55°С. Температура насыщения составляет 40°С. Вычислить давление, удельный объем, энтальпию, энтропию и внутреннюю энергию пара.

4-4. Пар R12 имеет температуру насыщения 42°С и перегрет до 72°С. Рассчитать давление, удельный объем, энтальпию, энтропию и внутреннюю энергию пара.

4-5. Насыщенного пара R12 при —10°С содержится в смеси 10%. Определить давление, удельный объем, энтальпию, энтропию и внутреннюю энергию смеси.

Глава 5
ПСИХРОМЕТРИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВОЗДУХА

СОСТАВ ВОЗДУХА

Воздух — это механическая смесь газов и водяного пара. Сухой воздух, не содержащий водяного пара, состоит в основном из азота (примерно 78% объема) и кислорода (примерно 21%), а 1% составляют углекислый газ, водород, гелий, неон и аргон. Состав воздуха практически везде одинаков. Объемная доля водяного пара в воздухе зависит в значительной степени от местности, погодных условий и составляет от 1 до 3% объема смеси. В связи с тем что наличие водяного пара в воздухе является следствием испарения воды с поверхности различных водоемов, влажность (массовая доля водяного пара) атмосферы максимальна вблизи больших водоемов и минимальна в районах с сухим климатом.

В действительности нет «сухого воздуха», так как воздух в естественном состоянии содержит определенное количество водяного пара. Введение понятия «сухой воздух» в значительной степени упрощает психрометрические расчеты. Под термином «сухой воздух», который использован ниже, подразумевается воздух без водяного пара, а термины «воздух» и «влажный воздух» указывают на естественную смесь сухого воздуха и водяного пара.

ЗАКОН ПАРЦИАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ

Закон парциального давления (Дальтона) гласит, что в любой механической смеси газа и пара (которые не соединяются химическим путем) каждый газ или пар в смеси создает свое парциальное давление, равное давлению, которое бы он создавал, занимая весь объем. Общее давление смеси газов равно сумме парциальных давлений каждого из газов, входящих в смесь.

Воздух, являясь механической смесью газов и водяного пара, подчиняется закону Дальтона. Поэтому общее барометрическое давление всегда равно сумме парциальных давлений сухих газов и водяного пара. В связи с тем что психрометрия изучает свойства воздуха в зависимости от содержания водяного пара, и для всех практических целей общее барометрическое давление можно рассматривать как сумму только двух давлений: парциального давления, создаваемого сухими газами, и парциального давления, создаваемого водяным паром.

ТЕМПЕРАТУРА ТОЧКИ РОСЫ

Важно помнить, что водяной пар, содержащийся в воздухе, — это пар низкого давления. Он, так же как пар высокого давления, имеет состояние насыщения, когда его температура равна температуре насыщения, соответствующей определенному давлению. Все компоненты газовой смеси занимают один и тот же объем и имеют одинаковую температуру. Из этого следует, что если температура воздуха выше температуры насыщения, соответствующей парциальному давлению водяного пара, то водяной пар, содержащийся в воздухе, находится в перегретом состоянии. Однако если воздух нагрет до температуры, равной температуре насыщения, которая соответствует парциальному давлению водяного пара, то водяной пар, содержащийся в воздухе, будет находиться в насыщенном состоянии. Такой воздух называется насыщенным (хотя в действительности насыщенным является водяной пар). Температурой точки росы воздуха является температура, до которой нужно охладить содержащийся в нем водяной пар

Таблица 5-1

Параметры воды и водяного пара

Температура T, °С	Давление насыщения p, 10^5 Па	Удельный объем v, м³/кг		Энтальпия i, кДж/кг		Энтропия s, кДж/(кг·К)	
		воды	пара	воды	пара	воды	пара
0	0,006108	0,0010002	206,3	0,04	2501,6	0,0002	9,1577
2	0,007055	0,0010001	179,9	8,39	2505,2	0,0306	9,1047
4	0,008129	0,0010000	157,3	16,80	2508,9	0,0611	9,0526
6	0,009345	0,0010000	137,8	25,21	2512,6	0,0913	9,0015
8	0,010720	0,0010001	121,0	33,60	2516,2	0,1213	8,9513
10	0,012270	0,0010003	106,4	41,99	2519,9	0,1510	8,9020
12	0,014014	0,0010004	93,84	50,38	2523,6	0,1805	8,8536
14	0,015973	0,0010007	82,90	58,75	2527,2	0,2098	8,8060
16	0,018168	0,0010010	73,38	67,13	2530,9	0,2388	8,7593
18	0,02062	0,0010013	65,09	75,50	2534,5	0,2677	8,7135
20	0,02337	0,0010017	57,84	83,86	2538,2	0,2963	8,6684
22	0,02642	0,0010022	51,49	92,23	2541,8	0,3247	8,6241
24	0,02982	0,0010026	45,93	100,59	2545,5	0,3530	8,5806
26	0,03360	0,0010032	41,03	108,95	2549,1	0,3810	8,5379
28	0,03778	0,0010037	36,73	117,31	2552,7	0,4088	8,4959
30	0,04241	0,0010043	32,93	125,66	2556,4	0,4365	8,4546
32	0,04753	0,0010049	29,57	134,02	2560,0	0,4640	8,4140
34	0,05318	0,0010056	26,60	142,38	2563,6	0,4913	8,3740
36	0,05940	0,0010063	23,97	150,74	2567,2	0,5184	8,3348
38	0,06624	0,0010070	21,63	159,09	2570,8	0,5453	8,2962
40	0,07375	0,0010078	19,55	167,45	2574,4	0,5721	8,2583
42	0,08198	0,0010086	17,69	175,81	2577,9	0,5987	8,2209
44	0,09100	0,0010094	16,04	184,17	2581,5	0,6252	8,1842
46	0,10086	0,0010103	14,56	192,53	2585,1	0,6514	8,1481
48	0,11162	0,0010112	13,23	200,89	2588,6	0,6776	8,1125
50	0,12335	0,0010121	12,05	209,26	2592,2	0,7035	8,0776
52	0,13613	0,0010131	10,98	217,62	2595,7	0,7293	8,0432
54	0,15002	0,0010140	10,02	225,98	2599,2	0,7550	8,0093
56	0,16511	0,0010150	9,159	234,35	2602,7	0,7804	7,9759
58	0,18147	0,0010161	8,381	252,72	2606,2	0,8058	7,9431
60	0,19920	0,0010171	7,679	251,09	2609,7	0,8310	7,9108
62	0,2184	0,0010182	7,044	259,46	2613,2	0,8560	7,8790
64	0,2391	0,0010193	6,469	267,84	2616,6	0,8809	7,8477
66	0,2615	0,0010205	5,948	276,21	2620,1	0,9057	7,8168
68	0,2856	0,0010217	5,475	284,59	2623,5	0,9303	7,7864
70	0,3116	0,0010228	5,046	282,97	2626,9	0,9548	7,7565
72	0,3396	0,0010241	4,656	301,35	2630,3	0,9792	7,7270
74	0,3696	0,0010253	4,300	309,74	2633,7	1,0035	7,6979
76	0,4019	0,0010266	3,976	318,13	2637,1	1,0275	7,6693
78	0,4365	0,0010279	3,680	326,52	2640,4	1,0514	7,6410
80	0,4736	0,0010292	3,409	334,92	2643,8	1,0753	7,6132
82	0,5133	0,0010305	3,162	343,31	2647,1	1,0990	7,5850
84	0,5557	0,0010319	2,935	351,71	2650,4	1,1225	7,5588
86	0,6011	0,0010333	2,727	360,12	2653,6	1,1460	7,5321
88	0,6495	0,0010347	2,536	368,53	2656,9	1,1693	7,5058
90	0,7011	0,0010361	2,361	376,94	2660,1	1,1925	7,4799
92	0,7561	0,0010376	2,200	385,36	2663,4	1,2156	7,4543
94	0,8146	0,0010391	2,052	393,78	2666,6	1,2386	7,4291
96	0,8769	0,0010406	1,915	402,20	2669,7	1,2615	7,4042
98	0,9430	0,0010421	1,789	410,63	2672,9	1,2842	7,3796
100	0,0133	0,0010437	1,673	419,06	2676,0	1,3069	7,3554
102	1,0878	0,0010453	1,566	427,50	2679,1	1,3294	7,3315

Продолжение

Температура T, °С	Давление насыщения p, 10^5 Па	Удельный объем v, м³/кг		Энтальпия i, кДж/кг		Энтропия s, кДж/(кг·К)	
		воды	пара	воды	пара	воды	пара
104	1,1668	0,0010469	1,466	435,95	2682,2	1,3518	7,3078
106	1,2504	0,0010485	1,374	444,40	2685,3	1,3742	7,2845
108	1,3390	0,0010502	1,289	452,85	2688,3	1,3964	7,2615
110	1,4327	0,0010519	1,210	461,32	2691,3	1,4185	7,2388
112	1,5316	0,0010536	1,137	469,78	2694,3	1,4405	7,2164
114	1,6362	0,0010553	1,069	478,26	2697,2	1,4624	7,1942
116	1,7465	0,0010571	1,005	487,74	2700,2	1,4842	7,1723
118	1,8628	0,0010588	0,9463	495,23	2703,1	1,5060	7,1507
120	1,9854	0,0010606	0,8915	503,72	2706,0	1,5276	7,1293

до состояния насыщения. Когда известно парциальное давление водяного пара, температуру точки росы воздуха определяют из таблиц пара.

Подобным же образом, когда известна температура воздуха, парциальное давление водяного пара также определяют из таблиц пара.

Пример 5-1. Принимаем, что определенное количество воздуха имеет температуру 26°С, а парциальное давление водяного пара в воздухе равно 1227 Па. Определить температуру точки росы воздуха.

Решение. По табл. 5-1 находим, что температура насыщения пара, соответствующая давлению 1227 Па, составляет 10°С. Это и есть температура точки росы воздуха.

Пример 5-2. Воздух при температуре 26°С имеет температуру точки росы 16°С. Определить парциальное давление водяного пара в воздухе.

Решение. По табл. 5-1 находим, что давление насыщения, соответствующее 16°С, равно 1816,8 Па. Это давление является также и парциальным давлением водяного пара.

Давление пара прямо пропорционально его плотности. Температура точки росы воздуха является функцией парциального давления водяного пара, и поэтому для данного объема воздуха температура точки росы зависит от массовой доли водяного пара в воздухе. Если массовая доля водяного пара (плотность пара) не меняется, температура точки росы воздуха также остается постоянной. Увеличение количества водяного пара в воздухе повышает давление водяного пара и температуру точки росы. Таким же образом уменьшение количества водяного пара вызывает снижение давления водяного пара и температуры точки росы.

СОДЕРЖАНИЕ ВОДЯНОГО ПАРА В ВОЗДУХЕ

Количество пара, которое смешивается с данным объемом сухого воздуха, зависит только от температуры воздуха. Количество водяного пара в воздухе определяет парциальное давление пара. Поэтому очевидно, что воздух содержит максимальное количество водяного пара, когда пар создает максимально возможное давление. Максимальное давление любого пара — это давление насыщения при соответствующей температуре. В состоянии насыщения температура воздуха и температура точки росы равны.

АБСОЛЮТНАЯ ВЛАЖНОСТЬ

Абсолютная влажность воздуха в любом данном состоянии — это масса водяного пара в единице объема воздуха, т. е. плотность пара. Абсолютную влажность или плотность пара обычно обозначают символом γ и измеряют в граммах на метр кубический или килограммах на метр кубический.

Давление водяного пара в воздухе исключительно низкое и поэтому для него можно применять законы идеального газа. Для определения абсолютной влажности (плотности пара) по уравнению (3-8) можно использовать таблицу пара (см. табл. 5-1).

Пример 5-3. Определить абсолютную влажность воздуха с температурой точки росы 20°С, если газовая постоянная R водяного пара низкого давления равна 461 Дж/(кг·К).

Решение. В таблице пара (см. табл. 5-1) находим, что давление пара, соответствующее температуре насыщения 20°С, равно 2337 Па. Принимая, что объем V равен 1 м³ и применяя уравнение (3-8), находим, что масса 1 м³ водяного пара равна

$$m = pV/RT = 2337 \text{ Па} \times 1 \text{ м}^3/[461 \text{ Дж/(кг·К)} \times$$
$$\times (20°\text{С} + 273{,}15)] = 0{,}01729 \text{ кг, т. е.}$$
$$\gamma = 0{,}01729 \text{ кг/м}^3.$$

Абсолютную влажность (плотность пара) можно определить, используя обратную величину удельного объема пара, указанного в таблице. В примере 5-3 удельный объем насыщенного пара при температуре точки росы 20°С, как указано в табл. 5-1, равен 57,84 м³/кг, и поэтому абсолютная влажность $\gamma = 1{:}57{,}84 \text{ м}^3/\text{кг} = 0{,}017289 \text{ кг/м}^3$.

Относительная влажность

Относительная влажность, выраженная в процентах, — это отношение действительного парциального давления $p_п$ водяного пара в данном объеме воздуха к парциальному давлению $p''_п$ водяного пара в насыщенном воздухе при той же температуре воздуха, т. е.

$$\varphi = (p_п/p''_п)\, 100. \qquad (5\text{-}1)$$

Иногда относительную влажность (в процентах) определяют как отношение действительной плотности пара $\gamma_п$ к плотности насыщенного пара $\gamma''_п$. Получаемая величина в основном совпадает с величиной, вычисленной по уравнению (5-1).

Пример 5-4. Воздух при 26°С имеет температуру точки росы 10°С. Определить относительную влажность.

Решение. В табл. 5-1 находим, что парциальное давление водяного пара $p_п$, соответствующее температуре точки росы при 10°С, равно 1227 Па, а парциальное давление $p''_п$, соответствующее температуре точки росы при 26°С, равно 3360 Па. По уравнению (5-1) рассчитываем

$$\varphi = (1227 \text{ Па}/3360 \text{ Па})\, 100 = 36{,}5\%.$$

Пример 5-5. Вычислить относительную влажность воздуха (исходные данные взять из примера 5-4), если температура воздуха снизилась до 16°С.

Решение. Температура точки росы остается неизменной, так как влагосодержание воздуха то же самое. По табл. 5-1 находим, что парциальные давления водяного пара, соответствующие температурам точки росы 10 и 16°С, равны 1227 Па и 1816,8 Па соответственно. Применяя уравнение (5-1), определяем

$$\varphi = (1227 \text{ Па}/1816{,}8 \text{ Па})\, 100 = 67{,}5\%.$$

Удельная влажность

Удельная влажность[1], называемая иногда влагосодержанием, — это содержание массы водяного пара в единице массы сухого воздуха. Ее обычно измеряют в граммах или килограммах на 1 кг сухого воздуха и обозначают символом d.

При любом барометрическом давлении удельная влажность является функцией только температуры точки росы. Однако удельная влажность, соответствующая любой температуре точки росы, колеблется с изменением общего барометрического давления, увеличиваясь с уменьшением давления. Причина этого легко объяснима. В соответствии с за-

[1] Во многих источниках термины «удельная влажность» и «влагосодержание» используются как взаимозаменяемые. Однако Американское общество инженеров по отоплению, холодильной технике и кондиционированию воздуха в своем справочнике «Основы холодильной техники 1972» на с. 98 дает следующее определение: «Влагосодержание — это отношение массы водяного пара к единице массы влажного воздуха».

конами идеального газа объем единицы массы воздуха увеличивается с понижением общего барометрического давления. Плотность пара меняется обратно пропорционально объему, и потому масса водяного пара, требуемая для создания данной плотности и давления пара, увеличивается с увеличением объема воздуха.

Если барометрическое давление и температура точки росы известны, то удельную влажность легко определить из следующего соотношения, которое выведено из уравнения газового состояния [уравнение (3-8)]:

$$d = 0{,}622 \text{ кг/кг} \times p''/(p - p''_{\text{п}}), \qquad (5\text{-}2)$$

где d — удельная влажность водяного пара в кг на 1 кг сухого воздуха; p — барометрическое давление, Па; $p''_{\text{п}}$ — парциальное давление водяного пара, соответствующее температуре точки росы, Па.

Пример 5-6. Определить удельную влажность воздуха при стандартном барометрическом давлении при 26°С и температуре точки росы 10° С.

Решение. В табл. 5-1 находим, что парциальное давление водяного пара, соответствующее температуре точки росы 10° С, равно 1227 Па, а нормальное атмосферное давление составляет 101325 Па. По уравнению (5-2) определяем

$$d = 0{,}622 \text{ кг/кг} \times 1227 \text{ Па}/(101325 \text{ Па} -$$

$$- 1227 \text{ Па}) = 0{,}00762 \text{ кг/кг}, \text{ или } 7{,}62 \text{ г/кг}.$$

Пример 5-7. Вычислить удельную влажность воздуха (исходные данные см. в примере 5-6), если воздух насыщен водяным паром.

Решение. По табл. 5-1 определяем, что парциальное давление, соответствующее температуре точки росы 26° С, равно 3360 Па. Путем подстановки в уравнение (5-2) находим

$$d = 0{,}622 \text{ кг/кг} \times 3360 \text{ Па}/(101325 \text{ Па} -$$

$$- 3360 \text{ Па}) = 0{,}02133 \text{ кг/кг}.$$

Степень насыщения

Степень насыщения — это отношение массы водяного пара в единице массы сухого воздуха к массе водяного пара, насыщающего воздух. Степень насыщения, как и относительная влажность, выражается в процентах:

$$\psi = (d/d'')\ 100, \qquad (5\text{-}3)$$

где d — действительная удельная влажность ненасыщенного сухого воздуха; d'' — удельная влажность насыщенного воздуха при той же температуре.

Пример 5-8. Воздух при нормальном атмосферном давлении и температуре 26°С имеет температуру точки росы 10°С. Определить степень насыщения воздуха.

Решение. Из примеров 5-6 и 5-7 известно, что величины удельной влажности, соответствующие температурам точки росы 10°С и 26°С, равны 0,00762 кг/кг и 0,02133 кг/кг соответственно. По уравнению (5-3) вычисляем $\psi = 0{,}00762$ кг/кг $\times$ 100/0,02133 кг/кг = 35,7%.

ТЕМПЕРАТУРА ПО СУХОМУ И ВЛАЖНОМУ ТЕРМОМЕТРАМ

Температура воздуха по сухому термометру — это температура, измеренная с помощью обычного термометра. При измерении температуры воздуха по сухому термометру шарик последнего должен быть затенен для уменьшения влияния теплопередачи излучением.

Температура воздуха по влажному термометру — это температура, измеренная влажным термометром. Влажный термометр — это обычный термометр, шарик которого заключен во влажный мешочек или фитиль. Для получения точного показания по влажному термометру фитиль должен быть насыщен чистой водой примерно при температуре воздуха по сухому термометру, а скорость движения воздуха у фитиля должна быть от 5 до 10 м/с. Эта скорость может моделироваться в неподвижном воздухе посредством кручения термометра, подвешенного на конце цепочки. Пращевой психрометр — это специально сконструированный для этой цели прибор (рис. 5-1). Пращевой психрометр состоит из двух термометров: влажного и сухого,

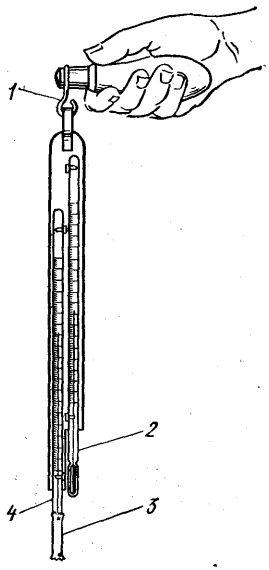


Рис. 5-1. Пращевой психрометр:
1 — шарнирное соединение; *2* — сухой термометр; *3* — влажный фитиль; *4* — влажный термометр

смонтированных рядом друг с другом в защитном кожухе, прикрепленном к ручке шарнирным соединением, в результате чего кожух легко вращается. После насыщения фитиля чистой водой прибор быстро вращают в воздухе в течение примерно 1 мин, после чего снимают показания сухого и влажного термометров. Этот процесс повторяют несколько раз для точности измерения.

Температура воздуха по влажному термометру всегда ниже температуры по сухому термометру. Исключение составляет измерение температуры при 100%-ном насыщении воздуха. В этом случае температура по сухому и влажному термометрам и температура точки росы будут одинаковыми. Разность температур по влажному и сухому термометрам зависит от относительной влажности воздуха и называется психрометрической разностью.

Сухой термометр, на который влажность воздуха не действует, измеряет только действительную температуру воздуха. Влажность воздуха значительно влияет на показания влажного термометра. Температура по влажному термометру характеризует, таким образом, соотношение между температурой воздуха по сухому термометру и влагосодержанием воздуха. Вообще, чем ниже влагосодержание воздуха, тем ниже температура по влажному термометру при любой данной температуре по сухому термометру. Причина этого легко объяснима.

Когда ненасыщенный воздух контактирует с водой, вода испаряется с интенсивностью, пропорциональной разности между давлением пара над поверхностью воды и давлением водяного пара в воздухе. Следовательно, когда влажный термометр быстро вращают в ненасыщенном воздухе, вода будет испаряться из фитиля, охлаждая тем самым воду, остающуюся в фитиле (и шарик термометра), до некоторой температуры, которая ниже температуры воздуха по сухому термометру.

Важно помнить, что температура воздуха по влажному термометру характеризует соотношение между температурами воздуха по сухому термометру и точки росы. Используя температуру воздуха по влажному термометру, легко определять температуру точки росы воздуха, если известна температура по сухому термометру. Ниже будет показано, что температура по влажному термометру является также показателем энтальпии воздуха.

Для испарения воды из фитиля влажного термометра необходима теплота. Испарение части воды с поверхности фитиля приводит к охлаждению оставшейся в нем воды. Поэтому в процессе испарения воды из фитиля остающаяся в нем вода охлаждается до температуры ниже температуры воздуха по сухому термометру. При этом создается разность температур и теплота переходит от воздуха к фитилю. В этих условиях часть теплоты для парообразования поглощается из воздуха, а другая часть — из оставшейся в фитиле воды. При даль-

нейшем понижении температуры фитиля разность между температурами воздуха и фитиля увеличивается и все больше теплоты для испарения воды из фитиля отводится от воздуха и меньше от оставшейся в фитиле воды. Несмотря на продолжающийся процесс испарения воды из фитиля, температура последнего стабилизируется, когда температура фитиля понизится до точки, при которой разность между температурами воздуха и фитиля станет такой, что теплоты воздуха будет достаточно для испарения воды из фитиля. Наступившее состояние адиабатного насыщения характеризуется температурой воздуха по влажному термометру.

Тщательный анализ вышесказанного показывает, что температура по влажному термометру зависит от температуры по сухому термометру и количества водяного пара в воздухе. Например, чем ниже относительная влажность воздуха, тем выше интенсивность испарения воды из фитиля и тем больше требуется теплоты для осуществления процесса испарения. Очевидно, чем выше потребность в теплоте, тем больше психрометрическая разность. Из этого также следует, что чем ниже температура по сухому термометру, тем ниже температура по влажному термометру для любой данной психрометрической разности.

ЭНТАЛЬПИЯ ВОЗДУХА

Воздух характеризуется сухой и скрытой теплотой. Общее количество теплоты воздуха в любом состоянии — это сумма сухой и скрытой теплоты.

Ниже будет показано, что сухая теплота воздуха — это функция температуры по сухому термометру, скрытая теплота воздуха — это функция температуры точки росы, а общее количество теплоты воздуха — это функция температуры по влажному термометру.

Сухая теплота воздуха

Сухая теплота воздуха при данной температуре по сухому термометру — это энтальпия сухого воздуха. Ее можно вычислить по уравнению (3-16).

Для данного расчета принимаем, что $(T_2 — T_1)$ в уравнении (3-16) в цифровом выражении равна температуре воздуха по сухому термометру. При средней удельной теплоемкости воздуха при постоянном давлении c_p, равной 1 кДж/(кг · К), удельная энтальпия i сухого воздуха (в кДж/кг) арифметически равна температуре T воздуха по сухому термометру в градусах Цельсия.

Энтальпию сухого воздуха определяют по следующей формуле:

$$I = mc_pT, \qquad (5\text{-}4)$$

или

$$I = mi, \qquad (5\text{-}5)$$

где m — масса сухого воздуха, кг.

Пример 5-9. Определить сухую теплоту 12 кг воздуха с температурой по сухому термометру 26°С и удельной влажностью 0,01 кг/кг, причем последняя соответствует температуре точки росы примерно 14°С.

Р е ш е н и е. По уравнению (5-4) находим

$$I = 12 \text{ кг} \times 1 \text{ кДж/(кг·К)} \times 26°\text{С} = 312 \text{ кДж}.$$

Обратите внимание, что в примере 5-9 сухая теплота воздуха — это функция только температуры по сухому термометру, а температура точки росы не оказывает на нее никакого влияния.

Количество переданной сухой теплоты при нагревании или охлаждении любой данной массы воздуха от какой-либо начальной до конечной температуры по сухому термометру также можно рассчитать по уравнению (3-16). Принимая, что удельная теплоемкость при постоянном давлении c_p для воздуха равна 1 кДж/(кг · К), уравнение (3-16) можно записать следующим образом:

$$Q = mc_p \Delta T, \qquad (5\text{-}6)$$

где Q — сухая теплота, кДж; m — масса сухого воздуха, кг; ΔT — разность между

начальной и конечной температурами по сухому термометру, °С или К.

Сухую теплоту при нагревании или охлаждении m кг воздуха определяют также умножением массы воздуха на разность удельных энтальпий сухого воздуха в начальном и конечном состояниях:

$$Q = m\Delta i. \qquad (5\text{-}7)$$

Пример 5-10. Воздух массой 20 кг нагревают от 15 до 50°С. Определить количество полученной воздухом сухой теплоты.

Решение. По уравнению (5-6) находим

$$Q = 20 \text{ кг} \times 1 \text{ кДж/(кг·К)} \times (50°\text{С} - 15°\text{С}) =$$
$$= 700 \text{ кДж}.$$

Скрытая теплота воздуха

Компоненты сухого воздуха не конденсируются при комнатной температуре и атмосферном давлении. С практической точки зрения скрытой теплотой воздуха является скрытая теплота водяного пара, находящегося в воздухе. Поэтому количество скрытой теплоты, содержащейся в любом количестве воздуха, зависит от массовой доли водяного пара в нем и скрытой теплоты парообразования воды при соответствующей температуре насыщения водяного пара.

Поскольку температура насыщения водяного пара — это также и температура точки росы, то последняя влияет не только на массовую долю водяного пара в воздухе, но также и величину скрытой теплоты парообразования. Следовательно, скрытая теплота воздуха — это функция только температуры точки росы. Если температура точки росы воздуха остается неизменной, то скрытая теплота воздуха также не меняется.

Энтальпия насыщенного водяного пара при различных температурах насыщения приведена в табл. 5-1 (колонка 6).

Количество сухой теплоты в воздухе относительно мало, и можно считать, что вся теплота водяного пара — это скрытая теплота парообразования. Но на практике удобно считать, что сухая теплота воздуха является энтальпией сухого воздуха, скрытая теплота сухого воздуха — это энтальпия водяного пара, а их сумма — энтальпия воздуха.

Скрытую теплоту любой данной массы воздуха можно вычислить по уравнению

$$I = mdi'', \qquad (5\text{-}8)$$

где I — скрытая теплота любой данной массы сухого воздуха с удельной влажностью d, кДж; m — масса сухого воздуха, кг; d — удельная влажность, кг/кг; i'' — удельная энтальпия водяного пара, содержащегося в воздухе, обычно принимаемая как энтальпия водяного пара при температуре насыщения, равной температуре точки росы воздуха, кДж/кг.

Для 1 кг воздуха уравнение (5-8) имеет вид

$$i = di'', \qquad (5\text{-}9)$$

где i — скрытая теплота 1 кг сухого воздуха с удельной влажностью d, кДж/кг.

Обратите внимание на то, что в любой смеси сухого воздуха и водяного пара массу воздуха m следует считать массой сухого воздуха.

Пример 5-11. Определить скрытую теплоту 10 кг воздуха с температурой 30°С по сухому термометру и температурой точки росы 20°С.

Решение. По табл. 5-1 находим, что давление насыщения, соответствующее температуре насыщения при 20°С, равно 2337 Па, а энтальпия насыщенного пара i'' при данной температуре насыщения равна 2538,2 кДж/кг. Принимая стандартное барометрическое давление на уровне моря 101325 Па, по уравнению (5-2) определяем удельную влажность

$$d = 0{,}622 \text{ кг/кг} \times 2337 \text{ Па}/(101325 \text{ Па} -$$
$$- 2337 \text{ Па}) = 0{,}01468 \text{ кг/кг} = 14{,}68 \text{ г/кг}.$$

По уравнению (5-8) вычисляем

$$I = 10 \text{ кг} \times 0{,}01468 \text{ кг/кг} \times 2538{,}2 \text{ кДж/кг} =$$
$$= 372{,}6 \text{ кДж}.$$

Следует иметь в виду, что расчеты в предыдущем примере, а также все подобные расчеты отличаются некоторой неточностью:

энтальпия водяного пара i не является полностью скрытой теплотой; это сумма сухой теплоты жидкости при температуре выше 0° С и скрытой теплоты парообразования;

масса воздуха в действительности равна 10 кг сухого воздуха плюс масса водяного пара в смеси с сухим воздухом, т. е. 10 кг сухого воздуха плюс 0,1468 кг водяного пара составят 10,1468 кг;

энтальпия водяного пара i'' — это энтальпия при насыщении воздуха водяным паром, она не включает сухую теплоту перегретого пара.

Вспомним, что все компоненты в любой смеси газа и пара имеют одинаковую температуру по сухому термометру. По этой причине, за исключением случая с насыщенным воздухом (когда температуры по сухому термометру и точки росы одинаковы), водяной пар в воздухе находится в перегретом состоянии, а степень перегрева — это разность между температурами точки росы воздуха T_p и по сухому термометру T_c. В примере 5-11 водяной пар в воздухе перегрет с 20°С (температура точки росы) до 30° С (температура по сухому термометру). Принимая, что средняя удельная теплоемкость водяного пара c_p равна 1,88 кДж/(кг · К) и применяя уравнение (3-18), находим, что величина перегрева водяного пара равна 2,76 кДж (0,1468 кг × 1,88 кДж/(кг · К) × 10°С) для 10 кг воздуха.

Из сказанного очевидно, что скрытую теплоту 1 кг сухого воздуха можно определить более точно, если учесть перегрев водяного пара:

$$i'' = i + c_p (T_{с.т} - T_р), \qquad (5\text{-}10)$$

где c_p — средняя удельная теплоемкость водяного пара, равная 1,88 кДж/(кг· К).

Все рассмотренные неточности не столь значительны, и в практических расчетах ими можно пренебречь.

Если нет таблиц пара, то для определения энтальпии низкотемпературного пара низкого давления (например, в воздухе) можно пользоваться удобным эмпирическим уравнением

$$i'' = i + c_p T_{с.т}, \qquad (5\text{-}11)$$

где i — энтальпия водяного пара, равная 2502 кДж/кг; c_p = 1,88 кДж/(кг· К).

Расчет по уравнению (5-11) позволяет получить довольно точные значения энтальпии для насыщенного или перегретого водяного пара в диапазоне температур от 0 до 50° С.

Количество скрытой теплоты $Q_{скр}$, полученной или отведенной от любой данной массы воздуха при его увлажнении или удалении водяного пара соответственно, определяют, умножая массу сухого воздуха на разность энтальпий (на 1 кг воздуха) в начальном и конечном состояниях, т. е.

$$Q_{скр} = m (i_2 - i_1). \qquad (5\text{-}12)$$

Так как

$$i_1 = d_1 i_1'' \text{ и } i_2 = d_2 i_2'' ,$$

то

$$Q_{скр} = m \left[\left(d_2 i_2'' \right) - \left(d_1 i_1'' \right) \right], \qquad (5\text{-}13)$$

где индексы *1* и *2* обозначают начальное и конечное состояние воздуха соответственно. Если скрытая теплота воздуха в начальном состоянии меньше скрытой теплоты в конечном состоянии, то результат, полученный по уравнениям (5-12) и (5-13), будет отрицательным. Это указывает на то, что скрытая теплота и водяной пар отводятся из воздуха, а не добавляются к нему.

Пример 5-12. Воздух массой 45 кг с температурами по сухому термометру и точки росы 35 и 20°С соответственно проходит за 1 мин через испаритель и охлаждается до конечной температуры по сухому термометру 12°С. Принимая, что воздух на выходе из испарителя насыщен (температуры по сухому, влажному термометрам и точки росы одинаковы) и величины удельной влажности, соответствующие 20 и 12°С, равны 0,01468 кг/кг и 0,0087 кг/кг соответственно, рассчитать:

а — массу водяного пара, сконденсированного из воздуха;

б — отведенную скрытую теплоту.

Р е ш е н и е. По таблице пара находим (см. табл. 5-1), что энтальпия насыщенного

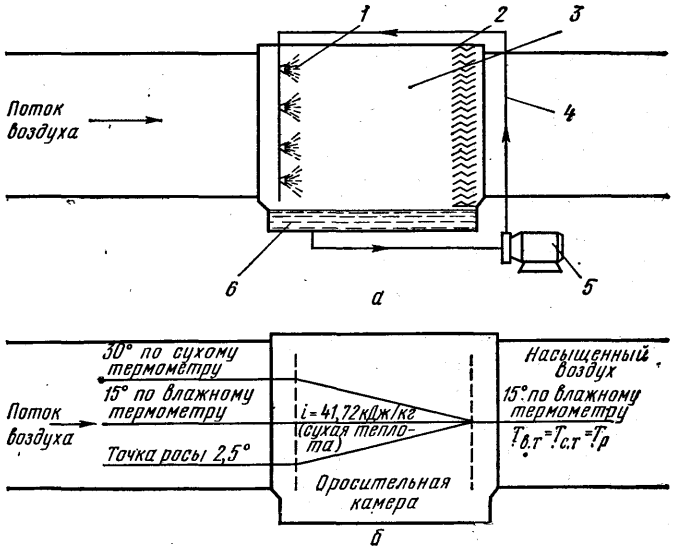


Рис. 5-2. Адиабатное увлажнение воздуха:

а — оросительная камера для увлажнения воздуха: *1* — распылительные сопла; *2* — отбойники струи; *3* — оросительная камера; *4* — трубопровод подачи орошающей воды; *5* — циркуляционный насос; *6* — поддон для воды; *б* — схема процесса увлажнения в оросительной камере; $T_{в.т}$ — температура по влажному термометру; $T_{с.т}$ — температура по сухому термометру; $T_р$ — температура точки росы

водяного пара равна 2538,2 кДж/кг при 20°С и 2523,6 кДж/кг при 12°С. 45 кг/мин эквивалентно 0,75 кг/с.

а. Масса конденсируемого водяного пара $M = m\left(d_1'' - d_2''\right) = 0{,}75$ кг/с (0,01468 кг/кг — — 0,00872) = 0,00447 кг/с = 16,09 кг/ч.

б. По уравнению (5-9) находим $i_1 = 0{,}01468$ кг/кг × 2538,2 кДж/кг = = 37,06 кДж на 1 кг сухого воздуха; $i_2 = 0{,}00872$ кг/кг × 2523,6 кДж/кг = = 22,01 кДж на 1 кг сухого воздуха.

Используя уравнение (5-12), определяем $Q_{с\,кр}$ = 0,75 кг/с (37,26 — 22,01) = = 11,44 кДж/с = 11,44 кВт.

Общее количество теплоты воздуха

Энтальпия воздуха — это сумма энтальпии сухого воздуха и энтальпии водяного пара. Поэтому для 1 кг воздуха

$$i = i_с + i_п, \qquad (5\text{-}14)$$

где i — энтальпия влажного воздуха, кДж/кг; $i_с$ — энтальпия сухого воздуха, кДж/кг; $i_п$ — энтальпия водяного пара, кДж на 1 кг сухого воздуха.

Для m кг воздуха

$$I = mi, \qquad (5\text{-}15)$$

где I — энтальпия m кг воздуха, кДж.

Общее количество теплоты Q, полученное воздухом или отведенное от него при его нагревании или охлаждении соответственно, определяется из следующего уравнения:

$$Q = m\,(i_2 - i_1), \qquad (5\text{-}16)$$

где индексы *1* и *2* обозначают начальное и конечное состояния воздуха соответственно. Если энтальпия воздуха в состоянии *1* выше, чем в состоянии *2*, то результат отрицательный. Это указывает на то, что теплота отводится от воздуха.

Адиабатные процессы, например процесс, рассмотренный выше, распространены и называются процессами адиабатного увлажнения или охлаждения при испарении в зависимости от их назначения[1]. В любом случае процесс происходит при контакте ненасыщенного воздуха с водой, обычно орошением воздуха водой (рис. 5-2). Вода поступает в виде струи в воздух, увеличивая тем самым его удельную влажность, темпе-

[1] Процессы, происходящие без теплопередачи к рабочей среде или без отвода теплоты от нее, называют адиабатными процессами.

ратуру точки росы и скрытую теплоту воздуха. Воздух является теплоотдатчиком скрытой теплоты парообразования. Количество сухой теплоты воздуха уменьшается на величину, равную увеличению скрытой теплоты, а температура по сухому термометру соответственно снижается[1]. Если воздух орошается водой в течение достаточного времени, то он становится насыщенным (по температуре влажного термометра) на входе в оросительную камеру.

В данном процессе принимается, что температура орошающей воды в оросительной камере равна температуре воздуха по влажному термометру на входе. Это происходит, когда орошающая вода непрерывно рециркулирует без нагревания (охлаждения) внешним теплоотдатчиком (теплоприемником).

Температура по влажному термометру как показатель энтальпии

Ранее указывалось, что энтальпия сухого воздуха является функцией температуры воздуха по сухому термометру, а скрытая теплота воздуха (энтальпия водяного пара в смеси с сухим воздухом) — функцией температуры точки росы. Температура по влажному термометру может иметь только одно значение при любой комбинации температур по сухому термометру и точки росы, поэтому температура по влажному термометру является показателем энтальпии воздуха.

Хотя имеется только одна температура по влажному термометру, которая удовлетворяет любую комбинацию температур по сухому термометру и точки росы, есть много комбинаций температур по сухому термометру и точки росы при одинаковой температуре по влажному термометру (табл. 5-2). Это означает, что различные образцы воздуха с одинаковой температурой по влажному термометру имеют одинаковую энтальпию,

Таблица 5-2

Параметры воздуха с температурой 60°С по влажному термометру

Температура, °С		Энтальпия, кДж/кг		
по сухому термометру	точки росы	сухая теплота	скрытая теплота парообразования	суммарная
60	60	34,47	27,87	62,34
65	57	36,26	25	61,26
70	53,7	39,05	22,17	61,43
75	50	41,85	19,31	61,16
80	45,5	44,64	16,4	61,04
85	40,7	45,59	13,51	59,1
90	34,7	50,22	10,65	60,87

несмотря на то что отношение сухой теплоты к скрытой может быть неодинаковым в различных образцах.

В действительности энтальпия воздуха является функцией температуры по влажному термометру только в том случае, когда воздух насыщенный. Энтальпия частично насыщенного воздуха несколько отличается от энтальпии насыщенного воздуха при той же температуре по влажному термометру. Обратите внимание (см. табл. 5-2), что разность энтальпий частично насыщенного и насыщенного воздуха, называемая отклонением энтальпии, увеличивается с уменьшением относительной влажности частично насыщенного воздуха (при увеличении разности между температурами по сухому термометру и точки росы). Однако ошибка, появляющаяся при предположении, что все образцы воздуха характеризуются одинаковой температурой по влажному термометру, часто мала, и во многих случаях ею можно пренебречь. Отклонение энтальпии рассматривается ниже более подробно.

[1] В действительности энтальпия воздуха на выходе из адиабатного увлажнителя несколько выше, чем на входе. Увеличение энтальпии равно сухой теплоте воды или водяного пара, добавляемого во время процесса.

СТАНДАРТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВОЗДУХА

При расчетах массы и энергии, рассмотренных выше, временной параметр в основном не учитывался. Однако на практике интенсивность потока теплоты представляет больший интерес, чем количество теплоты, так как элемент времени часто вводится в основные уравнения массы и энергии путем подстановки вместо величины массы (в кг) массового расхода (в кг/с). В этом случае полученные при решении уравнения результаты выражают интенсивность потока теплоты в джоулях на секунду, или в ваттах, а не количество теплоты в джоулях.

На практике количество воздуха удобно выражать в единицах объема, а не массы. Однако объем любой данной массы воздуха зависит от температуры и давления в соответствии с законами идеального газа. Поэтому разработан стандарт, по которому определенный объем или объемный расход потока воздуха представляет собой известный эквивалент массы или массового расхода. Стандартным считается воздух с плотностью 1,2 кг/м^3 или с удельным объемом ($^1/_{1,2}$) 0,833 м^3/кг при стандартном барометрическом давлении и температуре 21° С.

Понятие «стандартный воздух» позволяет оценить оборудование для обработки воздуха, работающее в одинаковых условиях. Кроме того, величину произведения объема стандартного воздуха на его плотность (1,2 кг/м^3) можно использовать для подстановки в уравнения вместо значения массы m.

Данный объем воздуха в любом состоянии можно преобразовать в эквивалентный объем стандартного воздуха, используя одно из следующих уравнений:

$$V_{ст} = V_д\, v_{ст}/v_д; \qquad (5\text{-}17)$$

$$V_{ст} = V_д\, T_{ст}/T_д, \qquad (5\text{-}18)$$

где $V_{ст}$ — объем стандартного воздуха, м^3; $V_д$ — действительный объем воздуха, м^3; $v_{ст}$ — удельный объем стандартного воздуха, $v_{ст} = 0{,}833$ м^3/кг; $v_д$ — действительный удельный объем воздуха, м^3/кг; $T_{ст}$ — температура стандартного воздуха, $T_{ст} = 294$ К; $T_д$ — действительная температура воздуха, К.

Пример 5-13. Определить эквивалентный стандартный объем 150 м^3 воздуха при температуре 15°С по сухому термометру.

Р е ш е н и е. По уравнению (5-18) находим

$$V_{ст} = 150\ м^3 \times 294\ К/(15°C + 273) = 153\ м^3.$$

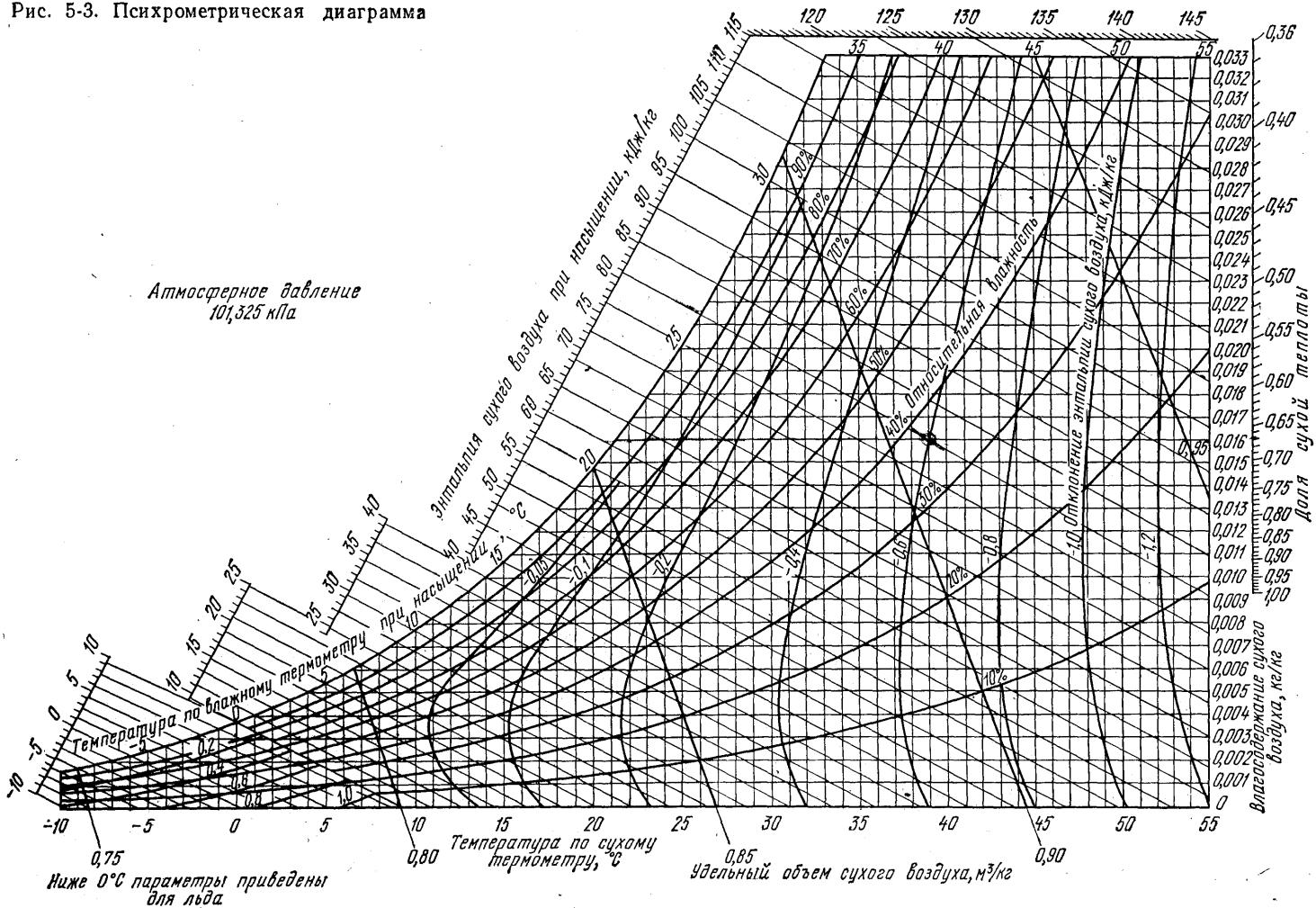
ПСИХРОМЕТРИЧЕСКИЕ ДИАГРАММЫ

Психрометрическая диаграмма — это графическое изображение психрометрических параметров воздуха. Использование диаграмм позволяет осуществить графический анализ психрометрических данных и процессов, облегчая тем самым решение многих практических задач, связанных с обработкой воздуха, которые бы иначе решались посредством более трудоемких математических методов. Стандартная психрометрическая диаграмма представлена на рис. 5-3. На диаграмме приведены параметры воздуха при стандартном барометрическом давлении.

На рис. 5-4 показано построение психрометрической диаграммы и соотношения между некоторыми основными параметрами воздуха. Обратите внимание, что вертикальные линии на диаграмме обозначают постоянную температуру по сухому термометру, а горизонтальные — постоянную температуру точки росы и удельную влажность. Близко расположенные диагональные линии соответствуют постоянной температуре по влажному термометру, а более широко расположенные линии — постоянному удельному объему.

Кривые, идущие от нижнего левого края к верхнему правому, характеризуют относительную влажность воздуха. Кривая на левой стороне диаграммы обозначает 100%-ную относительную влажность и называется кривой насыщения. Воздух, находящийся в состоянии, точка параметров которого находится на

Рис. 5-3. Психрометрическая диаграмма



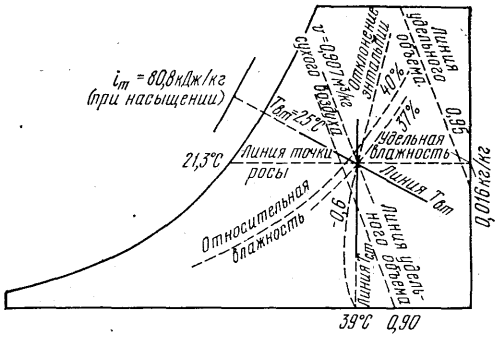


Рис. 5-4. Построение психрометрической диаграммы и соотношения между некоторыми основными параметрами воздуха

кривой насыщения, является насыщенным воздухом. Другие кривые показывают отклонение энтальпии. Отклонение энтальпии — это разность между действительной удельной энтальпией воздуха и удельной энтальпией насыщенного воздуха при той же температуре по влажному термометру.

Значениям температур по сухому и влажному термометрам соответствуют точки пересечения линий с кривой насыщения. Температура по сухому термометру, так же как и значения удельного объема, даны внизу диаграммы.

Значения температуры точки росы считываются на кривой насыщения, а соответствующая удельная влажность — на той же линии у шкалы справа.

Удельную энтальпию насыщенного воздуха при любой данной температуре по влажному термометру определяют в точке пересечения линии температуры по влажному термометру со шкалой энтальпии, находящейся над кривой насыщения. Действительную энтальпию воздуха в любом состоянии определяют алгебраическим суммированием отклонения энтальпии и удельной энтальпии при насыщении.

Ниже приведен пример, показывающий, как пользоваться психрометрической диаграммой.

Пример 5-14. С помощью пращевого психрометра определено, что воздух в помещении имеет температуру 39°C по сухому термометру и 26°C по влажному. Определить по психрометрической диаграмме удельную влажность; температуру точки росы; приблизительный удельный объем; удельную энтальпию при насыщении; отклонение энтальпии; действительную удельную энтальпию и приблизительную относительную влажность воздуха.

Р е ш е н и е. Нанесем два известных параметра воздуха на диаграмму и получим координатную точку. Когда эта точка установлена, другие параметры воздуха при данном состоянии считываются следующим образом (см. рис. 5-4): удельная влажность 0,016 кг/кг; температура точки росы 21,3° С; удельный объем сухого воздуха (получают интерполяцией) 0,907 м³/кг; удельная энтальпия (при насыщении) 80,8 кДж/кг; отклонение энтальпии —0,6 кДж/кг; удельная энтальпия (корректированная) 80,8 — 0,6 = = 80,2 кДж/кг; относительная влажность 37%.

Пример 5-15. Определить сухую и скрытую теплоту 1 кг воздуха, параметры которого описаны в примере 5-14.

Р е ш е н и е.

Применяя уравнение (5-4), находим

$$i_c = 1 \text{ кг} \times 1 \text{ кДж/(кг·К)} \times 39°\text{C} = 39 \text{ кДж/кг}.$$

Из примера 5-14 $i = 80{,}2$ кДж/кг. Следовательно, используя уравнение (5-14), рассчитываем

$$i_п = 80{,}2 \text{ кДж/кг} - 39 \text{ кДж/кг} = 41{,}2 \text{ кДж/кг}.$$

Другое решение.

Из примера 5-14 $d = 0{,}016$ кг/кг. По уравнению (5-11) вычисляем

$$i'' = 2502 \text{ кДж/кг} + 1{,}88 \text{ кДж/(кг·К)} \times 39°\text{C} = 2575{,}32 \text{ кДж/кг}.$$

Применяя уравнение (5-9), находим

$$i_п = 0{,}016 \text{ кг/кг} \times 2575{,}32 \text{ кДж/кг} = 41{,}2 \text{ кДж/кг}.$$

Психрометрические процессы

Психрометрические процессы могут быть изображены на психрометрической диаграмме. Ряд наиболее важных психрометрических процессов анализируется в следующих параграфах для того, чтобы показать возможности психрометрической диаграммы, а также для введения нескольких новых важных понятий.

Воздушные смеси

Один из наиболее часто встречаемых психрометрических процессов — это смешение двух или большего количества потоков воздуха с различными начальными параметрами. В таких случаях состояние получаемой смеси легко определить посредством составления простого баланса массы и энергии. Например, на рис. 5-5, *а* два потока воздуха, один в состоянии *A*, а другой в состоянии *B*, образуют смесь, находящуюся в состоянии *C*. Очевидно, что масса смеси $m_{см}$ равна сумме масс двух составляющих количеств воздуха, т. е.

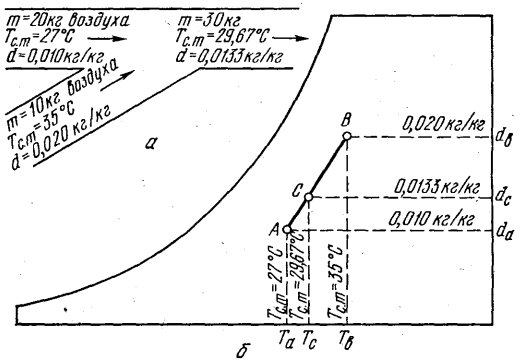


Рис. 5-5. Смешение двух потоков воздуха

$$m_{см} = m_a + m_b. \qquad (5\text{-}19)$$

Смешение двух потоков воздуха происходит адиабатно (без притока или отвода теплоты) и без притока или потери влажности. Следовательно, энтальпия смеси — это сумма энтальпий составляющих:

$$I_{см.сух} = I_{a\,сух} + I_{b\,сух}; \qquad (5\text{-}20)$$

$$I_{см.п} = I_{a\,п} + I_{b\,п}; \qquad (5\text{-}21)$$

$$I = I_a + I_b; \qquad (5\text{-}22)$$

$$m_{см} d_{см} = m_a d_a + m_b d_b. \qquad (5\text{-}23)$$

В соответствии с уравнением (5-4) находим

$$I_{см.сух} = m_{см}\, c_p\, T_{см};$$

$$I_{a\,сух} = m_a\, c_p\, T_a;$$

$$I_{b\,сух} = m_b\, c_p\, T_b.$$

Тогда

$$m_{см}\, c_p\, T_{см} = m_a\, c_p\, T_a + m_b\, c_p\, T_b. \qquad (5\text{-}24)$$

Делением обеих частей уравнения (5-24) на c_p и $m_{см}$ находим

$$T_{см} = (m_a T_a + m_b T_b)/m_{см}. \qquad (5\text{-}25)$$

Подобным образом при делении обеих частей уравнения (5-23) на $m_{см}$ вычисляем удельную влажность смеси

$$d_{см} = (m_a d_a + m_b d_b)/m_{см}. \qquad (5\text{-}26)$$

Пример 5-16 20 кг воздуха температурой 27° С по сухому термометру и удельной влажностью 0,01 кг/кг смешиваются с 10 кг воздуха температурой 35° С по сухому термометру и удельной влажностью 0,02 кг/кг (см. рис. 5-5, *а*). Определить температуру по сухому термометру и удельную влажность смеси.

Р е ш е н и е. (I способ — расчетный). По уравнению (5-25) определяем

$$T_{см} = (10\ кг \times 35°C + 20\ кг \times 27°C)/30\ кг = 29{,}67°C.$$

Используя уравнение (5-26), находим

$$d_{см} = (10\ кг \times 0{,}020\ кг/кг + 20\ кг \times 0{,}010\ кг/кг)/30\ кг = 0{,}0133\ кг\ на\ 1\ кг$$

сухого воздуха.

Р е ш е н и е (II способ — с помощью психрометрической диаграммы). Нанести параметры каждого из двух компонентов смеси в виде точек на психрометрическую диаграмму (точки *A* и *B* на рис. 5-5, *б*). В связи с тем что изменение влагосодержания и температуры воздуха по сухому термометру носит линейный характер, точка, характеризующая конечное состояние *C* смеси, будет лежать на прямой линии, соединяющей начальные (до смешения) параметры двух компонентов. Параметры точки *C* на линии *AB* легко определяются при расчете температуры по сухому термометру или влагосодержания смеси, как и в предыдущем решении. Расположение точки *C* на линии *AB* может быть определено графически, так как она всегда делит линию *AB* на два отрезка, длина которых прямо пропорциональна массам (или объемам стандартного воздуха) двух компонентов.

Сухой нагрев

Если температура поверхности змеевика, нагретой паром или горячей водой, выше температуры воздуха по сухому термометру, проходящего через змеевик, то происходит его сухой нагрев.

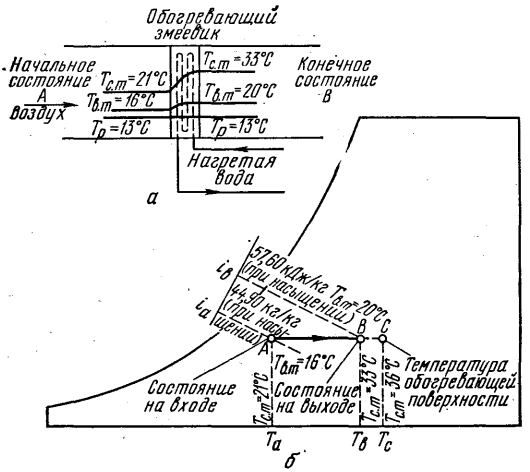


Рис. 5-6. Процесс сухого нагрева

При прохождении через нагретую поверхность воздух поглощает сухую теплоту, в результате чего температура воздуха по сухому термометру повышается и приближается к температуре нагретой поверхности (рис. 5-6, *а*).

Влага не добавляется и не отводится из воздуха в процессе нагревания. Поэтому его влагосодержание, температура точки росы и скрытая теплота остаются неизменными. Процесс сухого нагрева (или охлаждения) можно показать на диаграмме в виде отрезка на линии постоянной точки росы (постоянной удельной влажности). Ниже приведен типичный пример процесса сухого нагрева.

Пример 5-17. 2 кг воздуха с начальными температурами 21° С по сухому и 16° С по влажному термометрам проходят через обогревающий змеевик, и температура по сухому термометру повышается до 33° С. Нанести процесс на психрометрическую диаграмму и определить конечную температуру воздуха по влажному термометру и количество теплоты, полученной воздухом.

Р е ш е н и е. Используя значения температур по сухому и влажному термометрам, можно изобразить начальное состояние воздуха на входе в змеевик точкой *A* на диаграмме (рис. 5-6, *б*). При нагревании воздуха влага не добавляется и не отводится. Процесс характеризует линия постоянной температуры точки росы (постоянной удельной влажности) при повышении температуры по сухому термометру. Конечные параметры воздуха на выходе из змеевика обозначает точка *B*, которая находится на пересечении линии постоянной точки росы с линией постоянной температуры по сухому термометру, соответствующей конечной температуре воздуха по сухому термометру.

Когда точка *B* определена на диаграмме, то находим конечную температуру по влажному термометру. Она равна 20° С.

В данном процессе изменение сухой теплоты равно изменению общего количества теплоты. Поэтому возможны два одинаково простых решения, которые приведены ниже.

По уравнению (5-6) определяем

$$Q_{\text{сух}} = 2 \text{ кг/с} \times 1 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)} \times (33^\circ\text{C} - 21^\circ\text{C}) = 24 \text{ кДж/с} = 24 \text{ кВт}.$$

На психрометрической диаграмме находим

$$i_a = 44{,}9 - 0{,}14 = 44{,}76 \text{ кДж/кг}.$$

$$i_b = 57{,}6 - 0{,}45 = 57{,}15 \text{ кДж/кг}.$$

Применяя уравнение (5-16), рассчитываем

$$Q = 2 \text{ кг/с } (57{,}15 \text{ кДж/кг} - 44{,}76 \text{ кДж/кг}) = 24{,}78 \text{ кДж/с} = 24{,}78 \text{ кВт}.$$

Коэффициент байпасирования змеевика

Выше было указано, что температура воздуха, проходящего через обогревающий змеевик, близка по сухому термометру к температуре поверхности змеевика (точка *C* на рис. 5-6, *б*). Если воздух проходит через обогревающий змеевик с низкой скоростью, то температура воздуха по сухому термометру на выходе может повыситься до температуры на поверхности змеевика. Однако в практических условиях часть воздуха, проходящего через любой обогревающий

(или охлаждающий) змеевик, не контактирует с его поверхностью, и поэтому параметры воздуха не меняются. Такой воздух называется байпасированным. Отношение количества байпасированного воздуха к общему количеству воздуха, проходящего через змеевик, называется коэффициентом байпасирования змеевика. Ниже показано, что коэффициент байпасирования зависит в первую очередь от конструкции змеевика.

Можно принять, что воздух на выходе из змеевика — это смесь двух потоков воздуха, т. е. двух компонентов. Один компонент — это часть воздуха, которая непосредственно контактирует с поверхностью змеевика при температуре по сухому термометру, равной средней температуре поверхности змеевика. Другой компонент — это байпасированный воздух, который не контактирует с поверхностью змеевика, и он выходит из змеевика при той же температуре по сухому термометру, которую имел на входе.

Точка B (см. рис. 5-6, *б*), которая обозначает состояние воздуха на выходе из обогревающего змеевика, характеризует конечное состояние смеси двух потоков воздуха с начальными параметрами (точки A и C соответственно). Точка B всегда делит прямую линию AC между двумя точками начального состояния A и C на две части, величины которых прямо пропорциональны величинам двух воздушных потоков. Следовательно, длина линии BC соответствует количеству байпасированного воздуха, а линии AB — количеству воздуха, который действительно контактирует с поверхностью змеевика. Линия AC характеризует общее количество выходящей из змеевика воздушной смеси.

Как указывалось ранее, коэффициент байпасирования любого змеевика — это отношение байпасированного воздуха к его общему количеству. Соответственно отношение длины линии BC к длине линии AC равно коэффициенту байпасирования обогревающего змеевика. По шкале температур по сухому термометру длина линии BC равна $T_c - T_b$, длина линии AC равна $T_c - T_a$, следовательно, коэффициент байпасирования

$$k_б = (T_c - T_b)/(T_c - T_a), \qquad (5\text{-}27)$$

где T_a, T_b — температура воздуха по сухому термометру на входе и выходе из змеевика соответственно, °С; T_c — средняя эффективная температура поверхности змеевика, °С.

Важно помнить, что коэффициент байпасирования любого обогревающего или охлаждающего змеевика всегда определяется делением разности между температурой выходящего воздуха по сухому термометру и температурой поверхности змеевика на разность между температурой входящего воздуха по сухому термометру и температурой поверхности змеевика.

Пример 5-18. Вычислить коэффициент байпасирования обогревающего змеевика, используемого в процессе сухого нагрева и описанного в примере 5-17, если средняя эффективная температура поверхности змеевика 36° С.

Р е ш е н и е. По уравнению (5-27) находим коэффициент байпасирования

$$k_б = (36°C - 33°C)/(36°C - 21°C) = 0{,}2.$$

Коэффициент байпасирования змеевика 0,2 означает, что 20% общего количества воздуха проходит через змеевик, не контактируя с его поверхностью, и потому выходит из змеевика в том же состоянии, которое имел на входе (точка A), а остальные 80% воздуха контактируют с поверхностью змеевика, и его температура повышается до температуры поверхности змеевика (точка C). Смешение этих двух потоков воздуха образует воздушную смесь, выходящую из змеевика в состоянии, характеризуемом точкой B.

Процессы сухого охлаждения

Сухое охлаждение воздуха осуществляется при прохождении воздуха через сухую охлаждающую поверхность, температура которой ниже температуры воздуха по сухому термометру, но выше температуры точки росы воздуха. На рис.

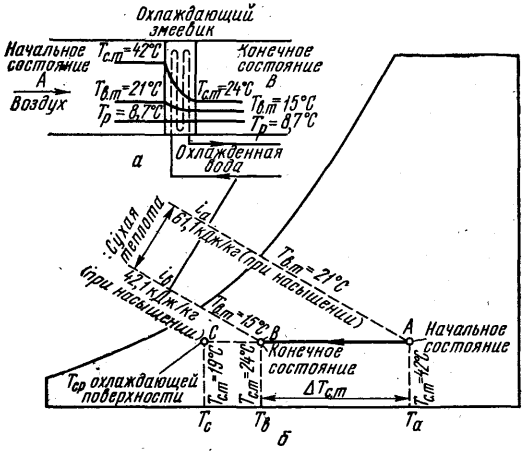


Рис. 5-7. Процесс сухого охлаждения

5-7 показано, что процесс сухого охлаждения подобен процессу сухого нагрева тем, что влага не добавляется и не отводится, а поэтому влагосодержание, температура точки росы и скрытая теплота воздуха остаются неизменными в течение всего процесса. Кроме того, как и при сухом нагреве, изменение энтальпии воздуха равно изменению сухой теплоты воздуха.

Пример 5-19. 2 кг/с воздуха с температурами 42 и 21° С по сухому и влажному термометрам соответственно проходят через сухую охлаждающую поверхность и охлаждаются до конечной температуры 24° С по сухому термометру. Если температура охлаждающей поверхности 19° С, определить количество отведенной сухой теплоты; коэффициент байпасирования змеевика; массовый расход байпасированного воздуха.

Р е ш е н и е (см. рис. 5-7).

По уравнению (5-6) находим

$$Q_{сух} = 2 \text{ кг/с} \times 1 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)} \times (42°\text{C} - 24°\text{C}) =$$

$$= 36 \text{ кДж/с} = 36 \text{ кВт}.$$

Применяя уравнение (5-27), рассчитываем

$$k_б = (24°\text{C} - 19°\text{C})/(42°\text{C} - 19°\text{C}) = 0{,}22.$$

Следовательно, массовый расход байпасированного воздуха будет следующим:

$$v = 2 \text{ кг/с} \times 0{,}22 = 0{,}44 \text{ кг/с}.$$

Охлаждение и осушение

Одновременное охлаждение и осушение воздуха происходит, когда воздух проходит через охлаждающую поверхность, температура которой ниже начальной температуры точки росы воздуха. Это имеет место независимо от того, выше ли температура воздуха по сухому термометру на выходе из охлаждающей поверхности или ниже начальной температуры точки росы воздуха. Данное утверждение не противоречит ранее сделанным о том, что для конденсации влаги из воздуха температура его должна быть ниже температуры точки росы. Причина этого будет объяснена позже (см. с. 76 — 78) и рассмотрена на примере 5-22. Однако в целях сравнения полезно сначала проанализировать теоретический процесс охлаждения и осушения.

Пример 5-20. 4 кг воздуха с начальными температурами 30 и 21° С по сухому и влажному термометрам соответственно проходит через испаритель, средняя эффективная температура поверхности которого 10° С. Принимая, что весь воздух контактирует с охлаждающей поверхностью, в результате чего он выходит из испарителя насыщенным с температурой, равной температуре на поверхности испарителя, нанести процесс на психрометрическую диаграмму и определить:

а — отведенное общее количество теплоты на 1 кг сухого воздуха;

б — отведенную сухую теплоту на 1 кг сухого воздуха;

в — отведенную скрытую теплоту на 1 кг сухого воздуха;

г — массу водяного пара, сконденсировавшегося из воздуха.

Р е ш е н и е. На основании предположения, что весь воздух контактирует с охлаждающей поверхностью и охлаждается от начального до конечного состояния, можно принять, что процесс кондиционирования проходит по линии *ABC* на психрометрической диаграмме (рис. 5-8, *б*). Воздух в начальном состоянии (точка *A*) сначала охлаждается при постоянной температуре точки росы и удельной влажности по линии *AB* до насыщения (точка *B*) при начальной температуре точки росы воздуха, а затем охлаждается и осушается по кривой насыщения (участок *BC*) до состояния, характеризуемого точкой *C* (на выходе из испарителя). Ход этого теоретического процесса показан на рис. 5-8, *а*.

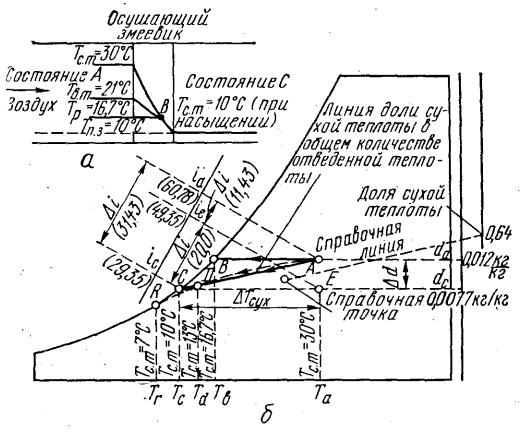


Рис. 5-8. Теоретический процесс охлаждения и осушения:

а — ход процесса; *б* — психрометрическая диаграмма; $T_{п.з}$ — температура на поверхности змеевика

а. В соответствии с психрометрической диаграммой $i_a = 61{,}1 - 0{,}32 = 60{,}78$ кДж/кг; $i_c = 29{,}35$ кДж/кг.

Применяя уравнение (5-16), находим

$$Q = 1 \text{ кг}\,(60{,}78 \text{ кДж/кг} - 29{,}35 \text{ кДж/кг}) =$$

$$= 31{,}43 \text{ кДж/кг}.$$

б. По уравнению (5-6) определяем

$$Q_{сух} = 1 \text{ кг} \times 1 \text{ кДж/(кг·К)}\,(30°\text{C} - 10°\text{C}) =$$

$$= 20 \text{ кДж/кг}.$$

в. Количество отведенной скрытой теплоты составит

$$Q_{скр} = Q - Q_{сух} = 31{,}43 \text{ кДж/кг} -$$

$$- 20 \text{ кДж/кг} = 11{,}43 \text{ кДж/кг}.$$

г. Согласно психрометрической диаграмме $d_a = 0{,}012$ кг/кг; $d_c = 0{,}0077$ кг/кг.

Масса сконденсировавшегося водяного пара будет равна $m_п = 4$ кг/с (0,012 кг/кг — — 0,0077 кг/кг) = 0,0172 кг/с = 17,2 г/с.

Другой способ решения примера показан на рис. 5-8, *б*.

Доля сухой теплоты, отведенной от змеевика

В любом процессе охлаждения и осушения от змеевика отводятся сухая и скрытая теплота, сумма которых равна общему количеству отведенной теплоты. Отношение сухой теплоты к общему количеству отведенной теплоты называется долей сухой теплоты, отведенной от змеевика, $\delta_{сух}$, т. е.

$$\delta_{сух} = Q_{сух}/Q. \qquad (5\text{-}28)$$

Пример 5-21. Вычислить долю сухой теплоты, отведенной испарителем. Исходные данные см. в примере 5-20.

Р е ш е н и е. Применяя уравнение (5-28), находим

$$\delta_{сух} = 20 \text{ кДж/кг} : 31{,}43 \text{ кДж/кг} = 0{,}636.$$

$\delta_{сух}$ можно определить непосредственно по психрометрической диаграмме, используя шкалу доли сухой теплоты, расположенную справа на диаграмме. Прямой участок AC на рис. 5-8, *б* между точками состояния воздуха на входе A и температуры поверхности змеевика C называется линией $\delta_{сух}$. Обратите внимание, что вертикальная проекция этого участка является показателем отведенной скрытой теплоты (влаги), определяемой на специальной шкале влажности, а горизонтальная проекция — показателем отведенной сухой теплоты, определяемой по шкале температур по сухому термометру. Шкалы температур по сухому термометру и удельной влажности линейные, и потому очевидно, что наклон этого участка меняется пропорционально изменению $\delta_{сух}$. Угол наклона увеличивается с уменьшением $\delta_{сух}$ и уменьшается с увеличением $\delta_{сух}$. При охлаждении воздуха без конденсации влаги линия $\delta_{сух}$ горизонтальна и совпадает с кривыми постоянной температуры точки росы.

Для определения $\delta_{сух}$ непосредственно на диаграмме (см. рис. 5-8, *б*) проводится прямая линия от исходной точки до шкалы доли сухой теплоты справа диаграммы. Линию проводят параллельно шкале $\delta_{сух}$. Доля сухой теплоты считывается со шкалы в точке, где линия пересекается с ней и составляет 0,64. Заметьте, что эта величина соответствует результату, полученному в примере 5-21.

Практические процессы охлаждения и осушения

Процесс охлаждения и осушения, рассмотренный в примере 5-20, является гипотетическим. Он описывается отрезком ABC (см. рис. 5-8) только в том случае, если весь воздух, проходящий через испаритель, действительно контактирует с охлаждающей поверхностью и охлаждается от начального состояния

(точка A) до конечного (точка C). Это предположение не учитывает существования байпасированного воздуха (предполагается, что $\delta_{сух} = 0$) и того факта, что температура осушающей поверхности неравномерна.

В любом действительном процессе охлаждения и осушения имеется определенное количество байпасированного воздуха. Поэтому воздух, выходящий из испарителя, является смесью обработанного и необработанного воздуха. В таких случаях можно принять, что обработанная часть воздуха контактирует с охлаждающей поверхностью и выходит из испарителя в насыщенном состоянии при температуре, равной температуре поверхности испарителя (точка C), а необработанная часть (байпасированный воздух) выходит из испарителя с теми же параметрами, с какими входила в него (точка A). Воздух на выходе из испарителя является смесью двух потоков воздуха, начальные параметры которых в данном случае обозначены точками A и C.

Состояние любой смеси двух потоков воздуха на психрометрической диаграмме характеризует точка, находящаяся на прямой линии, соединяющей точки их начальных параметров. Поэтому состояние воздуха на выходе из любого охлаждающего и осушающего змеевика обозначено на рис. 5-8,*б* точкой D на прямой линии AC между точкой состояния воздуха на входе A и точкой температуры поверхности змеевика C. Состояние воздуха на выходе и, следовательно, место расположения точки D на линии AC зависят от доли байпасированного воздуха в общем количестве воздуха. Чем выше массовая доля байпасированного воздуха, тем больше параметры воздуха на выходе (точка D) приближаются к параметрам воздуха на входе (точка A).

На психрометрической диаграмме параметры осушающего змеевика могут быть выражены точкой C, нанесенной на кривую насыщения, которая соответствует температуре эффективной поверхности змеевика. Эту точку иногда называют точкой росы аппарата.

В главе 11 будет показано, что температура поверхности осушающего змеевика (или любого обогревающего или охлаждающего змеевика) неодинакова. Действительная температура поверхности осушающего змеевика в различных его частях колеблется между точками B и R (см. рис. 5-8,*б*). Точка B соответствует температуре точки росы воздуха на входе, а температура в точке R близка к температуре хладагента в трубках испарителя. Температура поверхности змеевика (точка C) — это теоретическая эквивалентная температура, или температура эффективной поверхности, при которой воздух имеет те же параметры на выходе, как и при переменной температуре поверхности реального осушающего змеевика.

Линия AC на рис. 5-8,*б* была определена как линия $\delta_{сух}$ и характеризует все возможные состояния воздуха на выходе, обеспечивающие требуемое соотношение сухой теплоты и общего количества отведенной теплоты. Однако не следует это воспринимать таким образом, что линия $\delta_{сух}$ характеризует действительный процесс осушения воздуха, проходящего через испаритель. По причинам, которые рассмотрены позже (см. с. 191—192), воздух, продуваемый через испаритель, в действительности представляет собой смесь обработанного и необработанного воздуха, точки состояния которых нанесены на кривую, подобную пунктирной линии AR на рис. 5-8,*б*. Однако действительный характер процесса не имеет значения, так как для любого состояния воздуха на входе и выходе количество сухой теплоты и влаги, отведенных из него, одинаково. По этой причине и в связи с тем, что линия $\delta_{сух}$ определяет точку росы аппарата и характеризует все возможные состояния воздуха на выходе из него, удобно принять, что точки процесса осушения лежат на линии $\delta_{сух}$.

В практике кондиционирования воздуха часто необходимо найти точку росы аппарата, $\delta_{сух}$ и коэффициент байпасирования змеевика, которые создавали бы определенные параметры воздуха на выходе при известном состоянии на входе. Следующий пример иллюстрирует этот процесс.

Пример 5-22. Определенная масса воздуха входит в осушающий змеевик. Температуры по сухому и влажному термометрам 30 и 20° С соответственно. Воздух на выходе из змеевика должен иметь температуру 17° С по сухому термометру и 14° С по влажному. Определить следующее:

а — среднюю эффективную температуру поверхности змеевика;

б — требуемый коэффициент байпасирования змеевика;

в — требуемую долю сухой теплоты в общем количестве теплоты, отведенной змеевиком;

г — общее количество отведенной теплоты на 1 кг воздуха;

д — отведенную сухую теплоту на 1 кг воздуха;

е — отведенную скрытую теплоту на 1 кг воздуха;

ж — массу сконденсировавшегося водяного пара на 1 кг воздуха.

Р е ш е н и е.

а. Нанести параметры воздуха на входе и выходе в виде точек *A* и *B* на психрометрическую диаграмму (рис. 5-9), а затем через эти точки провести прямую линию до пересечения с кривой насыщения (точка *C*). Эта линия характеризует долю сухой теплоты, отведенной осушающей поверхностью, которая нужна для одновременного охлаждения и осушения воздуха в соответствующей пропорции. Средняя эффективная температура поверхности змеевика, которая определяется в точке *C* пересечения этой линии с кривой насыщения, равна 10° С.

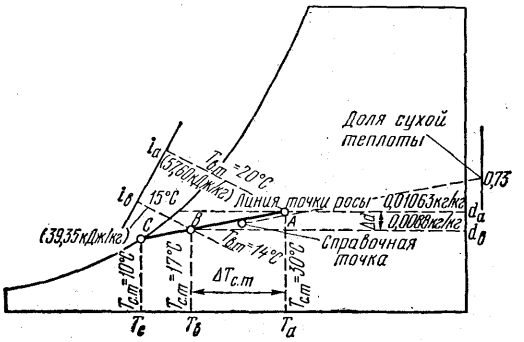


Рис. 5-9. Психрометрическая диаграмма процесса, рассмотренного в примере 5-22

б. Коэффициент байпасирования — это отношение отрезков *BC* к *AC*. Применяя уравнение (5-27), находим

$$k_б = (T_b - T_c)/(T_a - T_c) = (17°C - \\ - 10°C)/(30°C - 10°C) = 0,35.$$

в. Для определения требуемой доли сухой теплоты проводим пунктирную линию из исходной точки диаграммы до шкалы доли сухой теплоты параллельно линии *AC*. $\delta_{сух}$, считываемая на пересечении пунктирной линии со шкалой, равна 0,73.

г. На психрометрической диаграмме находим, что значения i_a и i_b (корректированные) равны 57,25 кДж/кг (57,60 — 0,35) и 39,28 кДж/кг · (39,35 — 0,075) соответственно.

По уравнению (5-16) вычисляем, что общее количество отведенной теплоты равно

$$Q = 1 \text{ кг } (57,25 \text{ кДж/кг} - 39,28 \text{ кДж/кг}) = \\ = 17,97 \text{ кДж}.$$

д. Согласно уравнению (5-6) количество отведенной сухой теплоты составит

$$Q_{сух} = 1 \text{ кг} \times 1 \text{ кДж/(кг·К)} \times (30°C - 17° C) = \\ = 13 \text{ кДж}.$$

е. Количество отведенной скрытой теплоты будет равно

$$Q_{скр} = Q - Q_{сух} = 17,97 \text{ кДж} - 13 \text{ кДж} = \\ = 4,97 \text{ кДж}.$$

ж. На диаграмме определяем $d_a = 0,01063$ кг/кг и $d_b = 0,0088$ кг/кг.

Масса сконденсировавшегося водяного пара (на 1 кг воздуха) составит

$$m_п = 1 \text{ кг } (0,01063 \text{ кг/кг} - 0,0088 \text{ кг/кг}) = \\ = 0,00183 \text{ кг}.$$

ЗАДАЧИ

5-1. Примем, что определенное количество воздуха имеет температуру 24° С, а водяной пар в воздухе создает парциальное давление 1597,3 Па. Определить температуру точки росы воздуха.

5-2. Парциальное давление, создаваемое водяным паром в насыщенном воздухе, равно 2062 Па. Определить температуру точки росы воздуха и температуру воздуха по сухому термометру.

5-3. Воздух при 32° С имеет температуру точки росы 12° С. Каково парциальное давление водяного пара?

5-4. Определить абсолютную влажность воздуха для условий задачи 5-3, если удельная газовая постоянная R для водяного пара низкого давления равна 461 Дж/(кг·К).

5-5. Вычислить относительную влажность воздуха при условиях задач 5-1, 5-2 и 5-3.

5-6. Определить удельную влажность воздуха при условиях задач 5-1, 5-2 и 5-3.

5-7. Вычислить степень насыщения воздуха при условиях задач 5-1, 5-2 и 5-3.

5-8. Вычислить сухую теплоту 5 кг воздуха при 15° С по сухому термометру и температуре точки росы 3° С.

5-9. Температура 150 кг воздуха повышена с 2 до 50° С. Вычислить количество подведенной теплоты.

5-10. Воздух массой 75 кг проходит через испаритель и охлаждается с 30 до 5° С. Вычислить количество отведенной сухой теплоты от воздуха.

5-11. Определить скрытую теплоту 10 кг воздуха, температура которого 18° С по сухому термометру, а температура точки росы 8° С.

5-12. 1000 кг воздуха с температурами 28 и 16° С по сухому термометру и точки росы соответственно проходит за час через испаритель и охлаждается до температуры 8° С по сухому термометру. Принимая, что воздух на выходе из испарителя насыщен, определить массу водяного пара, сконденсировавшегося из воздуха, и количество отведенной скрытой теплоты.

5-13. Вычислить общее количество отведенной из воздуха теплоты. Исходные данные взять из задачи 5-12.

5-14. Определить параметры воздуха объемом 30 м³ при 65° С в величинах стандартного воздуха.

5-15. Каков действительный объем воздуха при —20° С по сухому термометру, если объемный расход стандартного воздуха равен 3 м³/с?

5-16. По показанию пращевого психрометра воздух в помещении имеет температуру 46° С по сухому термометру и 26° С по влажному. Определить удельную влажность, температуру точки росы, приблизительный удельный объем, влагосодержание при насыщении, энтальпию и приблизительную относительную влажность с помощью психрометрической диаграммы.

5-17. Определить для воздуха, параметры которого описаны в задаче 5-16, сухую теплоту и скрытую теплоту на 1 кг воздуха.

5-18. 30 кг воздуха при 38° С по сухому термометру и удельной влажности 0,02 кг/кг смешиваются с 20 кг воздуха при 30° С по сухому термометру и удельной влажности 0,011 кг/кг. Определить температуру по сухому термометру и удельную влажность смеси.

5-19. Воздух, массовый расход которого 2 кг/с, при 3° С по сухому термометру и 2° С по влажному проходит через обогревающую поверхность, и температура по сухому термометру повышается до 43° С. Нанести ход процесса на диаграмму и определить конечную температуру воздуха по влажному термометру, полученную сухую теплоту и общее количество поглощенной теплоты.

5-20. Вычислить коэффициент байпасирования обогревающего змеевика (условия см. в задаче 5-19), если средняя температура обогревающей поверхности 53° С.

5-21. Воздух, расход которого 5 кг/с при 43 и 24° С по сухому и влажному термометрам соответственно, охлаждается и осушается, в результате чего воздух на выходе имеет температуры 14 и 11° С по сухому и влажному термометрам соответственно. Определить общее количество отведенной теплоты; отведенную сухую теплоту; массу сконденсировавшегося водяного пара; отведенную скрытую теплоту; долю сухой теплоты в общем количестве отведенной теплоты; среднюю эффективную температуру поверхности испарителя и коэффициент байпасирования.

Глава 6
ОХЛАЖДЕНИЕ И ПАРОВАЯ КОМПРЕССИОННАЯ ХОЛОДИЛЬНАЯ УСТАНОВКА

ОХЛАЖДЕНИЕ

Охлаждение — это процесс отвода теплоты. Холодильная техника — отрасль науки, занимающаяся изучением вопросов снижения и поддержания температуры в пространстве или веществе ниже температуры окружающей среды.

С этой целью теплота отводится от охлаждаемого тела и передается другому телу, температура которого ниже температуры охлаждаемого тела. Поэтому очевидно, что охлаждение и нагревание в действительности являются одним процессом с противоположным направлением передачи теплоты. Очень часто только

требуемый результат отличает их друг от друга.

Потребность в теплоизоляции

Теплота всегда мигрирует из области с высокой температурой в область с более низкой температурой, и поэтому всегда существует поток теплоты в охлажденную область из более теплой окружающей среды. Охлажденную область обычно требуется оградить хорошим теплоизоляционным материалом для ограничения теплопритока до какого-то практически возможного минимума.

Тепловая нагрузка

Интенсивность отвода теплоты из охлаждаемого пространства или материала для создания или поддержания требуемых температурных условий называется тепловой нагрузкой. В большинстве случаев использования холода общая тепловая нагрузка на холодильное оборудование — это сумма теплопритоков от нескольких различных источников: теплота, переданная вследствие теплопроводности через изолированные стены; теплота, которая должна быть отведена от теплого воздуха, поступающего в данное пространство через открытые и закрытые двери; теплота, которая должна быть отведена от охлаждаемого продукта для понижения его температуры до температуры хранения; теплота, выделяемая людьми, работающими в данном пространстве, электродвигателями, лампами освещения и другим тепловыделяющим оборудованием.

ХЛАДАГЕНТЫ

Вещество, используемое в любом холодильном процессе для поглощения теплоты в качестве охлаждающего тела, называется хладагентом.

Все процессы охлаждения классифицируются как процессы с отводом сухой или скрытой теплоты в зависимости от воздействия поглощенной теплоты на хладагент. Когда поглощенная теплота вызывает повышение температуры хладагента, процесс охлаждения осуществляется с отводом сухой теплоты, а при изменении физического состояния хладагента (плавление или кипение) охлаждение происходит с отводом скрытой теплоты. В любом из этих процессов, если охлаждение должно быть непрерывным, температуру хладагента необходимо постоянно поддерживать ниже температуры охлаждаемого пространства или материала.

Рассмотрим следующий пример: 1 кг воды температурой 0° С помещаем в открытый сосуд, находящийся в изолированной камере, начальная температура в которой 20° С (рис. 6-1). В течение некоторого времени теплота будет поступать из камеры в воду, в результате чего температура в камере понизится. Однако при понижении температуры в камере повышается температура воды. Вскоре температура воды и температура в камере уравняются и теплопередача прекратится. Охлаждение не будет непрерывным, так как температура воды не остается ниже температуры в охлаждаемой камере.

Примем теперь, что вместо воды в сосуд закладывают 1 кг льда также при температуре 0°С (рис. 6-2). В данном случае температура хладагента при по-

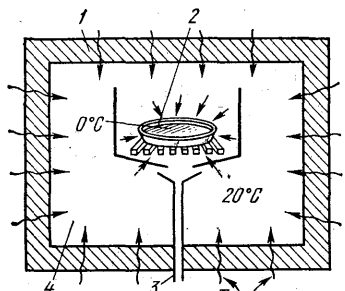


Рис. 6-1. Охлаждение камеры холодной водой:
1 — теплоизоляция; *2* — сосуд с водой; *3* — сливная труба; *4* — камера

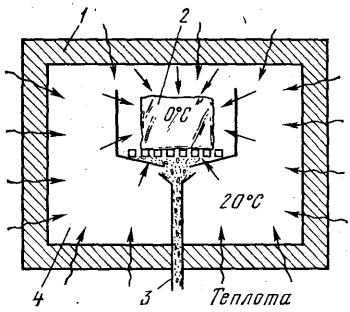


Рис. 6-2. Охлаждение камеры льдом:
1 — теплоизоляция; *2* — лед; *3* — сливная труба; *4* — камера

глощении теплоты из камеры не меняется. Лед просто переходит из твердой фазы в жидкую, а его температура остается постоянной. Теплота, поглощенная льдом, покидает камеру вместе со стекающей водой, а охлаждающее действие, следовательно, будет непрерывным, т. е. до тех пор, пока не растает весь лед.

Вполне возможно и практично непрерывное охлаждение с отводом сухой теплоты, если хладоноситель охлаждается непрерывно и рециркулирует через охлаждаемую камеру, как указано на рис. 6-3. Охлаждение с отводом скрытой теплоты осуществляется с помощью твердых или жидких хладагентов. Наиболее часто используемыми твердыми хладагентами являются водный лед и твердая углекислота (сухой лед). Лед тает при 0°С и переходит в жидкую фазу, а твердая углекислота сублимирует непосредственно в паровую фазу при —78° С и стандартном атмосферном давлении.

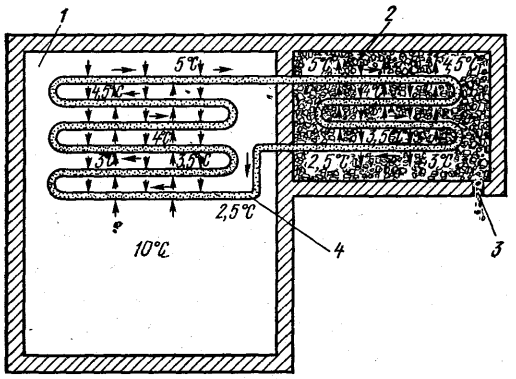


Рис. 6-3. Непрерывно охлаждаемая камера:
1 — камера; *2* — лед; *3* — отверстие для слива талой воды; *4* — змеевик с хладоносителем

Охлаждение льдом

Тающий лед в течение долгого времени с успехом использовался в качестве хладагента. Не так много лет прошло с тех пор, когда лед был единственным хладагентом для домашних холодильников и небольших торговых холодильных шкафов.

В типовом холодильном шкафу с ледяным охлаждением (рис. 6-4) теплота, передаваемая в охлаждаемое пространство различными источниками, поступает к тающему льду в основном с конвективными токами воздуха. Воздух, находящийся в контакте с теплым продуктом и стенами помещения, нагревается за счет теплоты этих материалов. Нагретый воздух расширяется и поднимается к потолку шкафа, унося с собой теплоту к отделению со льдом. Проходя надо льдом, воздух охлаждается вследствие перехода теплоты от воздуха ко льду.

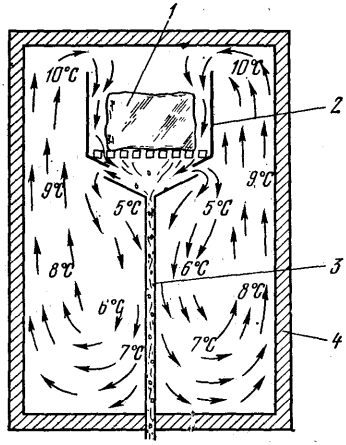


Рис. 6-4. Холодильный шкаф с ледяным охлаждением:
1 — лед; *2* — перегородка; *3* — сливная труба; *4* — шкаф

Охлаждающийся воздух становится более плотным и опускается вниз в отделение для хранения продуктов, где снова поглощает теплоту, и цикл повторяется.

Воздух, переносящий теплоту от теплых стен и хранящихся продуктов, функционирует в качестве теплоносителя. Для обеспечения соответствующей циркуляции воздуха в охлаждаемом пространстве необходимо разместить лед вблизи потолка шкафа и установить соответствующие перегородки для направленной циркуляции потоков воздуха. Подо льдом устанавливают поддон для сбора воды, образующейся в результате таяния льда.

Лед, используемый в качестве хладагента, характеризуется определенными недостатками. Например, невозможно с помощью льда создать требуемую во многих случаях низкую температуру. Для этой цели используют замораживающие смеси.

Например, замораживающая смесь, состоящая из хлористого натрия или хлористого кальция и льда, имеет температуру плавления —20° С.

Другие очевидные недостатки льда заключаются в необходимости частого восполнения его количества, что и крайне неудобно, и неэкономично, а также удаления талой воды.

Другим, менее очевидным, но более серьезным недостатком при использовании льда в качестве хладагента является трудность регулирования скорости охлаждения, что в свою очередь затрудняет поддержание требуемой низкой температуры в охлаждаемом пространстве. Интенсивность поглощения теплоты льдом прямо пропорциональна площади поверхности льда и разности между температурами в пространстве и таяния льда. В связи с этим интенсивность поглощения теплоты льдом снижается с уменьшением площади поверхности льда в процессе таяния. Естественно, что температура в пространстве повышается, когда скорость охлаждения понижается до такой степени, при которой интенсивность теплопритоков от различных источников превышает интенсивность поглощения теплоты льдом.

Несмотря на недостатки, использование во многих случаях льда более предпочтительно, чем машинное охлаждение. Очень часто свежие овощи, рыба и птица упаковываются с дробленым льдом и транспортируются с ним для предотвращения усушки и сохранения внешнего вида. Кроме того, лед имеет приятный внешний вид и его можно использовать при демонстрации и сервировке определенных блюд, например салатов, коктейлей и охлажденных напитков.

Жидкие хладагенты

Способность жидкостей поглощать огромное количество теплоты при кипении является основой работы современных систем машинного охлаждения. Кипящие жидкости, используемые в качестве хладагентов, имеют ряд преимуществ по сравнению с тающими твердыми веществами. Процесс кипения легче регулируется, т. е. можно начать и закончить процесс охлаждения по потребности. Интенсивность охлаждения можно задавать в узком диапазоне, температуру кипения жидкости — контролировать, регулируя давление кипения жидкости. Кроме того, пар легко собрать и сконденсировать. Полученную жидкость используют бесконечное число раз.

До сих пор при рассмотрении различных свойств жидкости в качестве примера чаще всего приводилась вода. Однако относительно высокая температура насыщения и другие причины не позволяют использовать воду как хладагент в цикле паровой компрессионной холодильной машины. Чтобы получить достаточно низкие температуры для удовлетворения потребностей в холоде, вода должна была бы кипеть при очень низком давлении, что экономически нецелесообразно.

Другие многочисленные жидкости при том же давлении имеют более низкие температуры насыщения, чем вода. Однако многие из них обладают свойствами, которые делают невозможным их использование в качестве хладагентов. В действительности свойства только относительно небольшого числа жидкостей дают возможность использовать их в качестве хладагентов. Большинство хладагентов являются специально составленными для этой цели смесями.

Нет ни одного хладагента, который был бы пригоден для применения во всех случаях и во всех рабочих условиях. Выбранный хладагент должен иметь свойства, которые наилучшим образом отвечают заданным потребностям.

Среди всех жидкостей, используемых в настоящее время в качестве хладагентов, наиболее точно соответствует требованиям идеального универсального хладагента фторированный углеводород метановой группы, химическое наименование которого дифтордихлорметан (CCl_2F_2). Этот хладагент известен под фирменным наименованием «фреон». В настоящее время он выпускается и под несколькими другими фирменными названиями. Для того чтобы предотвратить путаницу в фирменных и химических наименованиях, он называется хладагентом R12. Хладагент R12 имеет температуру насыщения —29,8°С при стандартном атмосферном давлении. Поэтому R12 хранят в стальных баллонах в жидком виде при обычной температуре, но под давлением.

В табл. 16-2 приведены термодинамические свойства R12 в состоянии насыщения. Кроме того, в этой таблице даны температуры R12, соответствующие различным давлениям. В табл. 16-4, 16-5 и 16-6 приведены термодинамические свойства некоторых других наиболее распространенных хладагентов.

Кипение хладагента

Огражденное пространство (например, шкаф) можно охладить, применяя

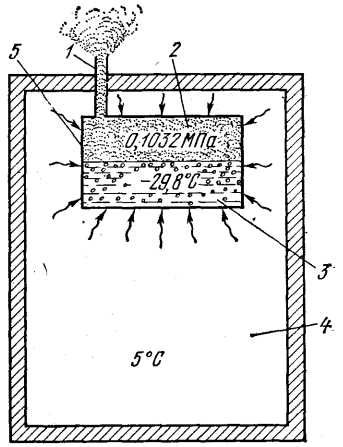


Рис. 6-5. Охлаждение шкафа при кипении жидкого хладагента R12:

1 — выпускное отверстие; *2* — пар хладагента (при атмосферном давлении); *3* — жидкий хладагент; *4* — шкаф; *5* — испаритель

кипящий жидкий R12. Образующийся пар выходит через выпускное отверстие (рис. 6-5). При стандартном атмосферном давлении, температуре насыщения —29,8° С R12 кипит, поглощая теплоту через стенки сосуда из пространства, где температура 5° С. Пар, содержащий эту теплоту, уходит через открытое выпускное отверстие. Температура жидкости остается постоянной в течение всего процесса кипения, в связи с чем охлаждение происходит непрерывно, пока не выкипит вся жидкость.

Любой сосуд, например показанный на рис. 6-5, в котором происходит кипение хладагента в течение процесса охлаждения, называется испарителем. Испаритель — один из основных узлов любой машинной холодильной установки.

Регулирование температуры кипения

Температуру, при которой жидкость кипит в испарителе, регулируют, изменяя давление пара над жидкостью. Давление можно поддерживать, регулируя интенсивность выхода пара из испарите-

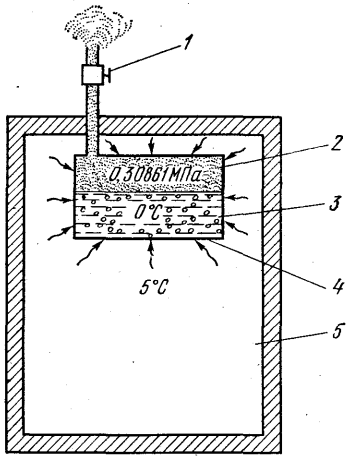


Рис. 6-6. Регулирование температуры кипения жидкого хладагента в испарителе изменением давления пара над жидкостью с помощью дроссельного вентиля в выпускном патрубке:

1 — дроссельный вентиль; *2* — пар хладагента (при давлении выше атмосферного); *3* — жидкий хладагент; *4* — испаритель; *5* — шкаф

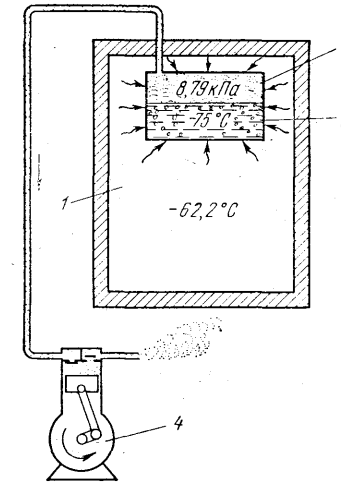


Рис. 6-7. Снижение давления хладагента в испарителе (ниже атмосферного) с помощью парового насоса:

1 — шкаф; *2* — пар хладагента; *3* — жидкий хладагент; *4* — паровой насос

ля (см. главу 4). Например, если в выходном патрубке смонтирован ручной вентиль и патрубок частично перекрыт — пар не может свободно выходить из испарителя и собирается над жидкостью, то давление в испарителе, а также температура насыщения хладагента увеличатся (рис. 6-6). Тщательной настройкой выходного вентиля для регулирования потока пара из испарителя можно получить нужное давление пара над жидкостью, в результате чего R12 будет кипеть при любой желаемой температуре в диапазоне между —29,8° С и температурой в пространстве. Если выходной вентиль полностью закрыт и пар не может выходить из испарителя, то давление в испарителе повышается до такой величины, что температура насыщения жидкости уравняется с температурой пространства, т. е. станет равной 5° С. Когда это происходит, нет разности температур и теплота не переходит из шкафа в хладагент. Кипение прекращается, и хладагент не поглощает теплоту из пространства.

Когда требуется температура кипения ниже температуры насыщения хладагента, соответствующей атмосферному давлению, необходимо понизить давление в испарителе до какого-то уровня ниже атмосферного. Это осуществляют с помощью парового насоса (рис. 6-7). Таким образом, жидкий R12 может кипеть при очень низкой температуре в соответствии с зависимостями давления от температуры, указанными в табл. 16-2.

Поддержание постоянного количества жидкости в испарителе

Непрерывное кипение жидкости в испарителе требует восполнения ее количества, если в испарителе должен поддерживаться постоянный уровень. Одним из способов восполнения жидкости в испарителе является использование поплавкового вентиля (рис. 6-8). Поплавковый вентиль, предназначенный для поддержания постоянного уровня в испарителе, позволяет жидкости посту-

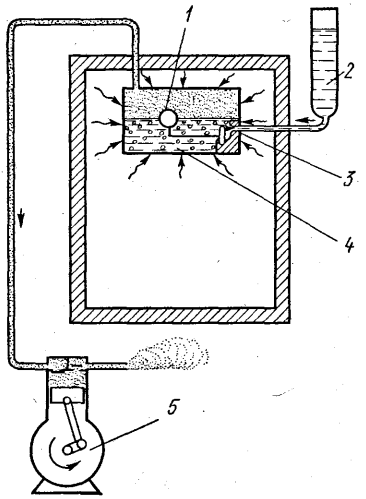


Рис. 6-8. Поддержание постоянного уровня жидкого хладагента в испарителе с помощью поплавкового вентиля (давление хладагента понижается при прохождении через игольчатый клапан вентиля):
1 — шарик поплавка; *2* — баллон с жидким хладагентом высокого давления; *3* — игольчатый клапан; *4* — жидкий хладагент низкого давления; *5* — паровой насос

пать в испаритель из резервуара или баллона с той же интенсивностью, с которой она кипит. Любое повышение интенсивности кипения вызывает некоторое снижение уровня жидкости в испарителе, при этом игольчатый клапан открывается шире и больше жидкости течет в испаритель. Подобным же образом при уменьшении интенсивности кипения повышается уровень жидкости и игольчатый клапан прикрывается, уменьшая поток жидкости в испаритель. Когда кипение прекращается полностью, повышение уровня жидкости приводит к плотному закрытию поплавкового вентиля и жидкость в испаритель не поступает. Когда кипение возобновляется, уровень жидкости уменьшается, поплавковый вентиль открывается и жидкость заполняет испаритель.

Жидкий хладагент не кипит в баллоне для хранения и трубопроводе подачи, так как давление в них таково, что температура насыщения хладагента равна температуре окружающей среды. Под воздействием высокого давления в баллоне жидкость поступает через трубопровод и поплавковый вентиль в испаритель с более низким давлением. В поплавковом вентиле давление хладагента снижается до давления в испарителе и он кипит в испарителе при требуемой низкой температуре.

Любое устройство, например поплавковый вентиль (см. рис. 6-8), позволяющее регулировать поток жидкого хладагента в испаритель, называется регулятором расхода хладагента. Регулятор расхода хладагента является важной частью любой системы машинного охлаждения.

В настоящее время применяется в той или иной степени пять различных типов регуляторов расхода хладагента, которые подробно рассматриваются в главе 17. Поплавковый тип регулятора

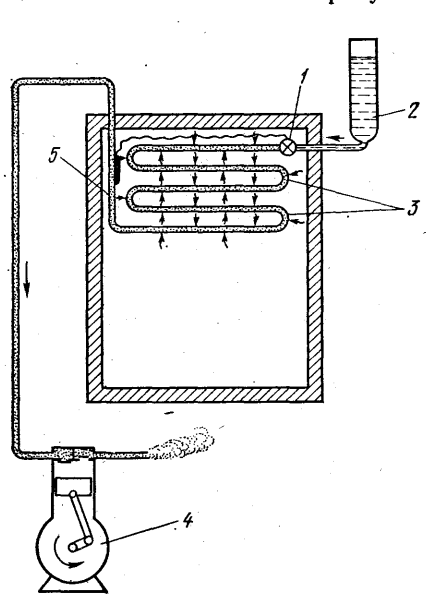


Рис. 6-9. Испаритель с параллельными трубками в одной плоскости, подача хладагента в который регулируется с помощью ТРВ:
1 — ТРВ; *2* — баллон с жидким хладагентом высокого давления; *3* — парожидкостная смесь хладагента низкого давления; *4* — паровой насос; *5* — пар хладагента низкого давления

(см. рис. 6-8) имеет некоторые недостатки, главный из которых — это его громоздкость, ограничивающая возможности использования. Широко распространенным типом регулятора является терморегулирующий вентиль (ТРВ). Схема, показывающая использование ТРВ для питания хладагентом испарителя с параллельными трубками в одной плоскости, дана на рис. 6-9.

Рециркуляция хладагента

Совершенно непрактично, если пар хладагента вытекает наружу и диффундирует в окружающую атмосферу. Пар необходимо собирать и конденсировать для повторного использования его в качестве хладагента, чтобы исключить тем самым необходимость восполнения хладагента в системе. Для этой цели в систему введен конденсатор (рис. 6-10).

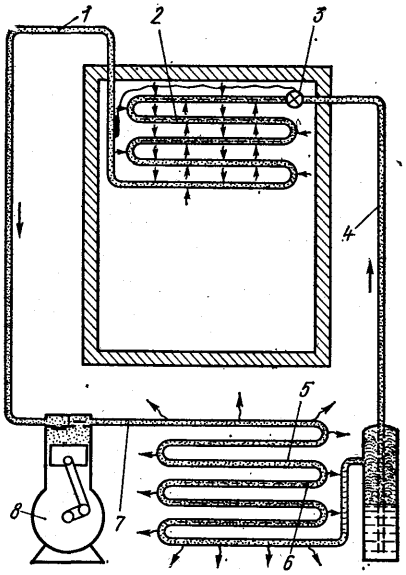


Рис. 6-10. Отвод и конденсация пара хладагента (хладагент поглощает теплоту в испарителе и отдает ее в конденсаторе):

1 — пар с низкой температурой и давлением; *2* — парожидкостная смесь с низкой температурой и давлением; *3* — регулятор хладагента; *4* — жидкость с высокой температурой и давлением; *5* — конденсатор; *6* — парожидкостная смесь с высокой температурой и давлением; *7* — пар с высокой температурой и давлением; *8* — компрессор

Хладагент кипит в испарителе, так как он поглощает требуемую скрытую теплоту из охлаждаемого пространства. Для конденсирования пара необходимо, чтобы скрытая теплота перешла из пара в другое тело. Среда, которая поглощает скрытую теплоту из пара, что приводит к его конденсации, называется охлаждающей средой. Наиболее распространенными охлаждающими средами являются воздух и вода. Вода обычно поступает в конденсатор из городского водопровода или градирни. Воздух, используемый в качестве охлаждающей среды, должен иметь температуру 5°С и выше.

Температура охлаждающей среды должна быть ниже температуры пара хладагента для того, чтобы теплота переходила из пара в охлаждающую среду. Однако давление и температура насыщенного пара на выходе из испарителя равны давлению и температуре кипящей жидкости, а температура пара всегда значительно ниже температуры охлаждающей среды. Поэтому для осуществления передачи теплоты от пара хладагента к воздуху или воде нужно пар сжать до такого давления, чтобы его температура насыщения была выше температуры охлаждающей среды. Для этой цели предназначен паровой насос, или компрессор (см. рис. 6-10).

Перед сжатием пар хладагента находится при температуре и давлении кипения. Давление пара низкое, а следовательно, и соответствующая ему температура насыщения низкая. При сжатии давление пара повышается до такой величины, что температура насыщения становится выше температуры охлаждающей среды. Для повышения давления пара необходимо совершить определенную механическую работу. При этом увеличивается внутренняя энергия и повышается температура пара.

Сжатый пар, имеющий высокое давление и температуру, нагнетается в

конденсатор, где он отдает теплоту охлаждающей среде, имеющей более низкую температуру. Пар охлаждается до температуры насыщения и, продолжая отдавать теплоту в конденсаторе, сжижается при более высоких давлении и температуре насыщения. Теплота, отданная паром в конденсаторе, уносится охлаждающей средой. Полученная жидкость, температура и давление которой одинаковы с температурой и давлением конденсирующегося пара, вытекает из конденсатора и поступает в ресивер, а затем в испаритель.

Обратите внимание на то, что хладагент, называемый иногда рабочим телом, — это просто вещество, которое переносит теплоту из охлаждаемого пространства в окружающую среду. Хладагент, находящийся в испарителе, поглощает теплоту из охлаждаемого пространства, уносит ее и отдает охлаждающей среде в конденсаторе.

ТИПИЧНАЯ ПАРОВАЯ КОМПРЕССИОННАЯ УСТАНОВКА

Схема простой паровой компрессионной установки показана на рис. 6-11. Одним из основных узлов установки является испаритель, имеющий теплопередающую поверхность, через которую

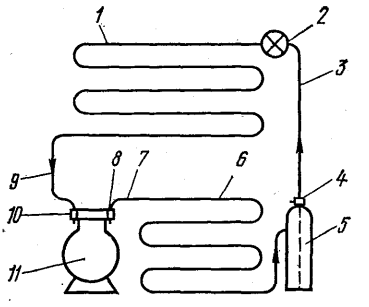


Рис. 6-11. Схема простой паровой компрессионной машины:

1 — испаритель; *2* — регулятор расхода хладагента; *3* — жидкостный трубопровод; *4* — вентиль ресивера; *5* — ресивер; *6* — конденсатор; *7* — нагнетательный трубопровод; *8* — нагнетательный вентиль; *9* — всасывающий трубопровод; *10* — всасывающий вентиль; *11* — компрессор

теплота из охлаждаемого пространства или продукта поглощается хладагентом, вследствие чего он кипит. Через всасывающий трубопровод пар низкого давления подается из испарителя ко всасывающему патрубку компрессора. Компрессор отсасывает пар из испарителя и сжимает его. В результате этого повышаются температура и давление пара до такой величины, что он может конденсироваться под воздействием охлаждающей среды. По трубопроводу «горячего газа», или нагнетательному трубопроводу, пар с высокими давлением и температурой нагнетается компрессором и подается в конденсатор. Через поверхность конденсатора теплота от горячего пара хладагента передается к охлаждающей среде, вследствие чего пар сжижается. Ресивер, в котором хранится жидкий хладагент, служит для обеспечения непрерывной подачи жидкости в испаритель в зависимости от потребности. По жидкостному трубопроводу жидкий хладагент проходит из ресивера к регулятору расхода хладагента. Регулятор расхода хладагента дозирует соответствующее количество хладагента, поступающего в испаритель, и понижает его давление для кипения при требуемой низкой температуре.

Компрессор и ресивер обычно снабжены ручными запорными вентилями, которыми пользуются при эксплуатации: всасывающим, нагнетательным и ресивера. Ресиверы больших установок часто имеют вентили на входе и выходе.

Две части системы

Холодильную систему можно условно разделить на две части, давление хладагента в которых разное. Сторона низкого давления системы содержит регулятор расхода хладагента, испаритель и всасывающий трубопровод. Давление хладагента в этих узлах низкое, при котором хладагент кипит в испарителе. Это давление называют по-разному: давление на стороне всасывания, давление в

испарителе, давление всасывания. Его обычно измеряют при обслуживании путем установки мановакуумметра на манометровом штуцере всасывающего вентиля на компрессоре.

Сторона высокого давления, или сторона нагнетания, системы состоит из компрессора, нагнетательного трубопровода, или трубопровода «горячего газа», конденсатора, ресивера и жидкостного трубопровода. В этой части системы давление, при котором происходит конденсация хладагента в конденсаторе, высокое. Это давление называют давлением нагнетания, или давлением конденсации.

Точками разделения сторон высокого и низкого давления системы являются регулятор расхода хладагента, где давление хладагента понижается от давления конденсации до давления кипения, и нагнетательные клапаны компрессора, через которые проходит пар после сжатия в цилиндрах.

Нельзя путать между собой всасывающий и нагнетательный клапаны компрессора со всасывающими и нагнетательными вентилями. Всасывающий и нагнетательный клапаны поршневого компрессора выполняют те же функции, что и впускной и выпускной клапаны автомобильного двигателя, и имеют важнейшее значение для работы компрессора. Всасывающий и нагнетательный вентили используются только для облегчения операций обслуживания.

Обратите внимание на то, что, хотя компрессор относится к стороне высокого давления системы, давление в его картере низкое. Давление хладагента меняется в цилиндре в процессе сжатия.

Компрессорно-конденсаторные агрегаты

Компрессор, нагнетательный трубопровод, конденсатор и ресивер вместе с приводом компрессора (обычно это электродвигатель) часто объединяют в один компактный агрегат. Такой агрегат называют компрессорно-конденсаторным, так как его функция в системе заключается в сжатии, охлаждении пара и его конденсации.

Компрессорно-конденсаторные агрегаты часто классифицируются в зависимости от охлаждающей среды, используемой для конденсации хладагента. Компрессорно-конденсаторный агрегат, в котором в качестве охлаждающей среды применяют воздух, называют агрегатом с воздушным охлаждением, а если охлаждающей средой является вода, — агрегатом с водяным охлаждением.

Компрессорно-конденсаторные агрегаты небольшой производительности (150 Вт — 30 кВт) часто оборудованы герметичными компрессорами со встроенными электродвигателями. Компрессор имеет непосредственный привод, т. е. общий вал с ротором электродвигателя, который размещен в герметичном стальном сварном кожухе (рис. 6-12).

Компрессорно-конденсаторный агрегат с герметичным компрессором (со встроенным электродвигателем) называют герметичным компрессорно-конденсаторным агрегатом. Его используют в небольших торговых холодильных шкафах и почти во всех домашних холодильниках, морозильниках и оконных кондиционерах. Многие герметичные компрессорно-конденсаторные агрегаты не имеют ресиверов, а причина этого рассматривается ниже.

Вариантом герметичного компрессора со встроенным электродвигателем является бессальниковый компрессор с разъемным корпусом. Он полностью подобен герметичному компрессору со встроенным электродвигателем, за исключением того, что корпус стягивается болтами, а не сваривается (рис. 6-13). Конструкция на болтах позволяет вскрывать корпус на месте эксплуатации для обслуживания. Мощность этих агрегатов достигает нескольких сотен киловатт.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЦИКЛА

При циркуляции через систему состояние хладагента претерпевает ряд изме-

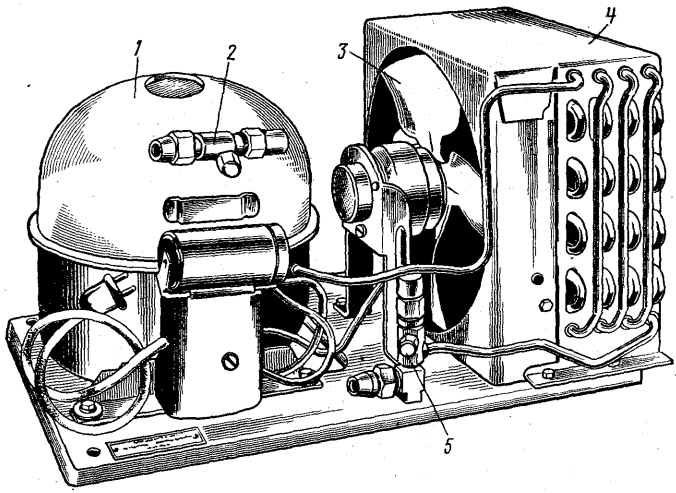


Рис. 6-12. Компрессорно-конденсаторный агрегат с герметичным компрессором со встроенным электродвигателем (воздух для обдува конденсатора подается с помощью отдельного вентилятора):

1 — компрессор; *2* — всасывающий вентиль; *3* — вентилятор; *4* — конденсатор; *5* — жидкостный вентиль

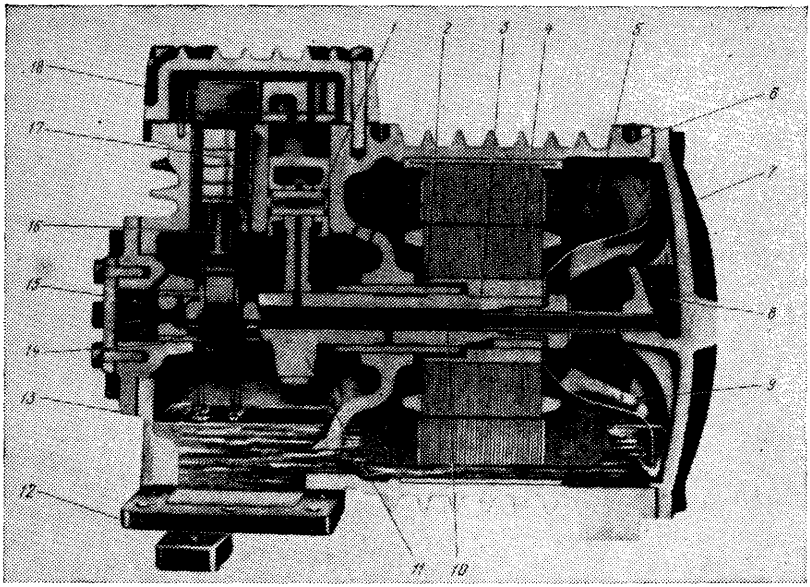


Рис. 6-13. Типовой двухцилиндровый бессальниковый компрессор (с разъемным корпусом и встроенным электродвигателем):

1 — поршневой палец; *2* — передний подшипник; *3* — эксцентриковый вал; *4* — ротор; *5* — статор; *6* — клеммы электродвигателя; *7* — крышка электродвигателя; *8* — полость для масла; *9* — разбрызгиватель масла; *10* — проход для масла; *11* — эксцентрик; *12* — плита основания; *13* — крышка корпуса; *14* — задний подшипник; *15* — крышка подшипника; *16* — шатун; *17* — поршень; *18* — крышка цилиндра

нений, каждое из которых называется процессом. Параметры хладагента, участвующего в ряде процессов, меняются в определенной последовательности. Этот ряд процессов называется циклом. Цикл простой паровой компрессионной машины состоит из четырех основных процессов: дросселирования, кипения, сжатия, конденсации.

Для правильного понимания холодильного цикла необходимо рассмотреть каждый процесс в отдельности и во взаимосвязи со всем циклом. Любое изменение параметра хладагента в одном из процессов цикла приводит к изменениям других параметров во всех процессах данного цикла.

СТАНДАРТНЫЙ ЦИКЛ ПАРОВОЙ КОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Стандартный цикл паровой компрессионной холодильной машины показан на рис. 6-14. Из ресивера через жидкостный трубопровод жидкий хладагент с высокой температурой и давлением поступает в регулятор расхода хладагента. Давление жидкости понижается при прохождении через регулятор расхода до давления в испарителе, в результате чего температура насыщения хладагента на входе в испаритель ниже температуры в охлаждаемом пространстве. Далее будет показано, что часть жидкости испаряется при прохождении через регулятор расхода, а температура остающейся жидкости понижается до температуры кипения.

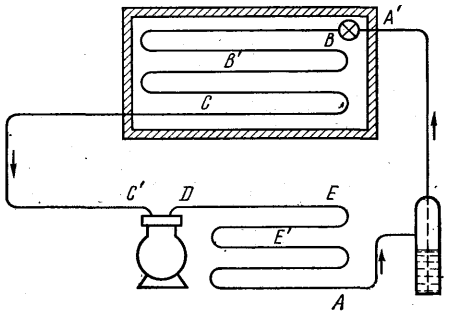


Рис. 6-14. Типичная холодильная установка на которой показано состояние хладагента в различных точках:

A — насыщенная жидкость (t=40°C, p=0,961 МПа); *A′* — переохлажденная жидкость (t=30°C, p=0,961 МПа); *B* — парожидкостная смесь (t=—5°C, p=0,261 МПа); *B′* — парожидкостная смесь (t=—5°C, p=0,261 МПа); *C* — насыщенный пар (t=—5°C; p=0,261 МПа); *C′* — перегретый пар (t=10°C, p=0,261 МПа); *D* — перегретый пар (t=61,7°C, p=0,961 МПа); *E* — насыщенный пар (t=40°C, p=0,961 МПа); *E′* — парожидкостная смесь (t=40°C, p=0,961 МПа)

Жидкость кипит в испарителе при постоянных давлении и температуре по мере того, как теплота, подаваемая в виде скрытой теплоты парообразования, поступает из охлаждаемого пространства через стенки испарителя к кипящей жидкости. Компрессор отсасывает образующийся в испарителе пар через всасывающий трубопровод. Пар выходит из испарителя в насыщенном состоянии, а его температура и давление равны температуре и давлению кипящей жидкости. При прохождении через всасывающий трубопровод от испарителя к компрессору пар обычно поглощает теплоту из воздуха, окружающего всасывающий трубопровод, и становится перегретым. Температура пара в трубопроводе несколько повышается за счет перегрева, но давление пара не изменяется, и поэтому на входе в компрессор оно равно давлению кипения[1].

Температура и давление пара повышаются в компрессоре при сжатии, и пар с высокой температурой и давлением нагнетается из компрессора в нагнетательный трубопровод. Пар через нагнетательный трубопровод поступает в конденсатор, где он отдает теплоту относительно холодному воздуху, обдувающему конденсатор с помощью его вентилятора. Когда горячий пар отдает теплоту более холодному воздуху, его температура понижается до температуры насыщения, соответствующей его новому, бо-

[1] В действительности давление пара несколько снижается в линии между испарителем и компрессором из-за трения во всасывающем трубопроводе.

лее высокому давлению, и пар конденсируется при продолжении отвода теплоты. Пар конденсируется в нижней части конденсатора, а образовавшаяся жидкость перетекает в ресивер, откуда она затем снова поступает в жидкостный трубопровод.

Процесс сжатия

В современных высокоскоростных компрессорах сжатие происходит очень быстро и пар контактирует с цилиндром компрессора в течение короткого промежутка времени. Средняя разность температур между паром хладагента и стенкой цилиндра относительно невелика, в результате чего поток теплоты к хладагенту при всасывании или от него в процессе сжатия незначителен. Поэтому сжатие пара в холодильном компрессоре обычно происходит адиабатно.

Вспомним, что в любом адиабатном процессе сжатия внутренняя энергия газа повышается на величину, равную количеству работы, совершаемой при его сжатии. Следовательно, когда пар хладагента сжимается адиабатно в холодильном компрессоре, температура и энтальпия пара повышаются пропорционально количеству совершенной работы. Чем больше работа сжатия, тем значительнее повышение температуры и энтальпии.

Энергетический эквивалент совершенной работы в процессе сжатия называется теплотой сжатия. Энергия для совершения работы подается приводом компрессора. Ниже будет показано, что теоретическую мощность, требуемую для привода компрессора, можно определить непосредственно, зная теплоту сжатия.

Теплота сжатия

Не следует путать температуру нагнетаемого пара с температурой конденсации. Температура нагнетания — это температура, при которой пар выталкивается из компрессора, а температура конденсации — это температура, при которой происходит сжижение пара в конденсаторе, и одновременно температура насыщения пара, соответствующая давлению в конденсаторе.

Природа процесса сжатия в компрессоре такова, что температура пара, нагнетаемого из компрессора, всегда выше температуры насыщения, соответствующей давлению пара, т. е. пар, нагнетаемый из компрессора, всегда находится в перегретом состоянии. Пар охлаждается до температуры насыщения (конденсации) при прохождении через нагнетательную линию и верхнюю часть конденсатора, а дальнейший отвод теплоты от пара вызывает его конденсацию при температуре насыщения, соответствующей давлению в конденсаторе.

Температура конденсации

Для создания непрерывного процесса охлаждения пар хладагента должен конденсироваться в конденсаторе с той же интенсивностью, с которой жидкий хладагент испаряется в испарителе. Это означает, что теплота должна уходить из системы через конденсатор с той же интенсивностью, с какой она поступает в систему через испаритель и всасывающий трубопровод, а также в результате работы сжатия в компрессоре. Очевидно, что любое увеличение интенсивности кипения обусловливает повышение интенсивности теплопередачи в конденсаторе.

Интенсивность теплопередачи через стенки конденсатора от пара хладагента к охлаждающей среде является функцией трех факторов: площади поверхности конденсатора; коэффициента теплопередачи конденсатора; разности между температурами пара хладагента и охлаждающей среды. Каждый конденсатор имеет определенную площадь поверхности и коэффициент теплопередачи. Поэтому отвод теплоты через стенки конденсатора зависит только от разности температур между паром хладагента и охлаждающей средой.

Температура конденсации всегда равна температуре охлаждающей среды плюс разность температур между конденсирующимся хладагентом и охлаждающей средой. Из этого следует, что температура конденсации изменяется пропорционально изменению температуры охлаждающей среды и интенсивности теплопередачи в конденсаторе.

Давление конденсации

Давление конденсации — это всегда давление насыщения, соответствующее температуре парожидкостной смеси хладагента в конденсаторе.

Когда компрессор не работает, температура хладагента в конденсаторе равна температуре окружающей среды, а соответствующее давление насыщения будет относительно низким. При пуске компрессора пар перекачивается в конденсатор и не конденсируется, так как нет разности температур между хладагентом и охлаждающей средой, а следовательно, и теплопередачи между ними. Вследствие дросселирующего действия регулятора расхода хладагента конденсатор можно рассматривать как закрытый сосуд, и при дальнейшей подаче пара в конденсатор давление в нем повышается до такой точки, при которой температура насыщения пара становится достаточно высокой для создания требуемой разности температур и теплопередачи между хладагентом и охлаждающей средой. Когда достигнута требуемая интенсивность теплопередачи, пар конденсируется с той же скоростью, с которой он перекачивается в конденсатор, в результате чего давление в конденсаторе стабилизируется и остается более или менее постоянным в течение всего цикла.

Удельная холодопроизводительность

Количество теплоты, поглощаемое единицей массы хладагента из охлаждаемого пространства, называется удельной холодопроизводительностью. Например, 1 кг льда при таянии поглощает из окружающего воздуха и близко расположенных предметов такое количество теплоты, которое равно его скрытой теплоте плавления. Если лед массой 1 кг тает при 0° С, то он поглощает 335 кДж теплоты, что является его удельной холодопроизводительностью.

Подобным образом жидкий хладагент кипит при прохождении через испаритель, так как он поглощает такое количество теплоты, которое требуется для его кипения. Итак, удельная холодопроизводительность единицы массы жидкого хладагента потенциально равна ее скрытой теплоте парообразования. Если температура жидкости, поступающей из жидкостного трубопровода, на входе в регулятор расхода хладагента точно равна температуре парообразования в испарителе, то вся масса жидкости кипит в испарителе и создает полезное охлаждение. В данном случае удельная холодопроизводительность единицы массы циркулирующего хладагента равна общему количеству скрытой теплоты парообразования. Однако в действительном цикле температура жидкости на входе в регулятор расхода всегда значительно выше температуры парообразования в испарителе, и сначала она должна быть понижена до температуры в испарителе. По этой причине только часть каждого килограмма жидкости в действительности кипит в испарителе и создает полезное охлаждение. Следовательно, удельная холодопроизводительность единицы массы циркулирующей жидкости всегда меньше общего количества скрытой теплоты парообразования.

На рис. 6-14 показано, что давление пара, конденсирующегося в конденсаторе, равно 0,961 МПа, а температура конденсации (температура насыщения) пара R12, соответствующая этому давлению, составляет 40° С. Жидкость, проходя через нижнюю часть конденсатора, продолжает отдавать теплоту более холодной охлаждающей среде, в результа-

те чего температура жидкости на выходе из конденсатора обычно несколько ниже температуры конденсации. Эта жидкость называется переохлажденной жидкостью. Температура, при которой жидкость выходит из конденсатора, зависит от температуры охлаждающей среды, а также от продолжительности контакта жидкости с охлаждающей средой после конденсации.

Жидкость может еще больше переохлаждаться в ресивере и в жидкостном трубопроводе вследствие отдачи теплоты в окружающую среду. Температура жидкости перед регулятором расхода хладагента часто довольно близка температуре воздуха вокруг жидкостного трубопровода, что объясняется наличием теплообмена между хладагентом в жидкостном трубопроводе и окружающим воздухом. На рис. 6-14 жидкость перед регулятором расхода хладагента имеет температуру 30°С, а ее давление равно давлению конденсации, т. е. 0,961 МПа. Температура насыщения, соответствующая этому давлению, равна 40°С, и поэтому жидкость на входе в регулятор расхода переохлаждена, т. е. ее температура на 10°С (40°С — 30°С), ниже температуры насыщения.

Давление насыщения, соответствующее 30°С, равно 0,745 МПа, и R12 будет находиться в жидком состоянии до тех пор, пока его давление не станет ниже этой величины. Однако при прохождении через регулятор расхода давление жидкости понижается с 0,961 МПа до давления насыщения 0,261 МПа, что соответствует температуре парообразования в испарителе —5°С. Поэтому в тот момент, когда давление жидкости понижается при прохождении через регулятор расхода хладагента, она отдает теплоту и охлаждается от 30 до —5°С.

В табл. 16-2 дано, что энтальпия жидкости при 30 и —5°С равна 228,540 и 195,395 кДж/кг соответственно. Следовательно, для охлаждения от 30 до —5°С каждый килограмм жидкости должен отдавать 33,145 кДж (228,540 — 195,395).

Хладагент дросселируется в регуляторе расхода мгновенно, в связи с чем теплопередачи между хладагентом и окружающей средой не происходит. Следовательно, это адиабатный процесс, и требуемое понижение температуры хладагента происходит при передаче энергии в форме теплоты, которая протекает полностью в самом хладагенте. По этой причине часть каждого килограмма циркулирующей жидкости мгновенно переходит в парообразное состояние в регуляторе расхода. Скрытая теплота для кипения части жидкости отводится из остальной массы среды, температура которой снижается до температуры в испарителе. В данном случае часть каждого килограмма хладагента выкипает при прохождении через отверстие регулятора расхода, поглощая 33,145 кДж теплоты. Она необходима для снижения температуры хладагента, циркулирующего через жидкостный трубопровод при 30°С, до температуры в испарителе, равной —5°С.

Как указывалось ранее, хладагент поступает в испаритель из регулятора расхода в виде парожидкостной смеси, и потому только часть каждого килограмма циркулирующего хладагента в действительности кипит в испарителе и производит полезное охлаждение. Кипение другой части хладагента в регуляторе расхода не производит полезного охлаждения, и потому удельная холодопроизводительность снижается в испарителе.

Из сказанного очевидно, что удельная холодопроизводительность 1 кг циркулирующего хладагента равна общему количеству скрытой теплоты парообразования при температуре кипения минус скрытая теплота той части 1 кг хладагента, которая кипит в регуляторе расхода для понижения температуры хладагента до температуры в испарителе.

В табл. 16-2 дано, что скрытая теплота парообразования R12 при —5°С равна 153,926 кДж/кг. Потеря удельной холодопроизводительности в данном

случае составит 33,145 кДж/кг, следовательно, удельная холодопроизводительность будет равна (153,926 — 33,135) 120,781 кДж/кг.

Долю каждого килограмма жидкого хладагента, испаряющегося в регуляторе, определяют делением общего количества скрытой теплоты парообразования на количество теплоты, поглощенной той частью килограмма, которая испаряется в регуляторе расхода. В данном случае количество хладагента, испаряющегося в регуляторе расхода, равно [(33,145/153,926)100] = 21,5%. Только 78,5% циркулирующего хладагента в действительности кипит в испарителе и производит полезное охлаждение.

Часть циркулирующей массы хладагента испаряется при прохождении через регулятор расхода, однако теплопередачи с окружающей средой не происходит, и поэтому не совершается внешняя работа. Следовательно, в процессе дросселирования не изменяется энтальпия хладагента, и поэтому энтальпия парожидкостной смеси на входе в испаритель равна энтальпии жидкого хладагента, приближающегося к регулятору расхода. В связи с этим разность между энтальпией хладагента на выходе из испарителя и энтальпией жидкости, приближающейся к регулятору расхода, зависит от количества теплоты, поглощенной в испарителе, т. е. от удельной холодопроизводительности. По этой причине удельную холодопроизводительность каждой единицы массы всегда можно определить, вычитая энтальпию жидкости, приближающейся к регулятору расхода, из энтальпии пара хладагента на выходе из испарителя.

Пример 6-1. Определить удельную холодопроизводительность 1 кг хладагента, если температура жидкого R12 перед регулятором расхода равна 30° С, а температура насыщенного пара на выходе из испарителя —5° С.

Решение. По табл. 16-2 находим энтальпию насыщенного пара хладагента R12 при —5° С (349,321 кДж/кг), энтальпию жидкого R12 при 30° С (228,540 кДж/кг). Удельная холодопроизводительность 1 кг хладагента равна 349,321 — 228,540 = = 120,781 кДж/кг.

Заметьте, что удельная холодопроизводительность единицы массы циркулирующего хладагента зависит от разности между температурой в испарителе и температурой жидкости перед регулятором расхода. При увеличении этой разности температур удельная холодопроизводительность единицы массы хладагента понижается, так как большая часть жидкости испаряется в регуляторе расхода температур хладагента. И наоборот, при уменьшении этой разности удельная холодопроизводительность увеличивается. Поэтому перед регулятором расхода всегда желательно переохлаждение жидкости, так как в результате повышается холодопроизводительность 1 кг хладагента и улучшается КПД системы.

Холодопроизводительность установки

Производительность любой холодильной установки — это интенсивность отвода теплоты из охлаждаемого пространства. Обычно ее выражают в килоджоулях в секунду, или в киловаттах.

Обратите внимание, что холодопроизводительность — это в действительности интенсивность передачи энергии в форме теплоты.

Производительность холодильной машины, т. е. интенсивность отвода теплоты из охлаждаемого пространства, зависит от массы циркулирующего хладагента в единицу времени и удельной холодопроизводительности единицы циркулирующей массы. Производительность выражается в виде следующего уравнения:

$$Q_0 = mq_0, \qquad (6\text{-}1)$$

где Q_0 — холодопроизводительность, кДж/с, или кВт; m — массовый расход хладагента, кг/с; q_0 — удельная холодопроизводительность, кДж/кг.

Пример 6-2. Холодильная установка работает при температуре кипения —5° С

и температуре жидкости перед регулятором расхода 30° С. Определить холодопроизводительность машины, если R12 циркулирует в системе с интенсивностью 0,3 кг/с.

Решение. В примере 6-1 указано, что удельная холодопроизводительность равна 120,78 кДж/кг. Следовательно, холодопроизводительность равна

$$Q_0 = 0{,}3 \text{ кг/с} \times 120{,}78 \text{ кДж/кг} =$$
$$= 36{,}234 \text{ кДж/с (кВт)}.$$

Массовый расход хладагента

Массовый расход хладагента при любых данных рабочих условиях определяют делением холодопроизводительности на удельную холодопроизводительность 1 кг хладагента.

Пример 6-3. Установка производительностью 10 кВт работает при температуре кипения R12 —10° С и температуре конденсации 40° С. Жидкий хладагент не переохлаждается, и его температура на входе в регулятор расхода также составляет 40° С. Определить удельную холодопроизводительность, массовый расход хладагента на 1 кВт холодопроизводительности и массу циркулирующего хладагента.

Решение. По табл. 16-2 находим, что энтальпия насыщенного пара хладагента при —10° С равна 347,134 кДж/кг; энтальпия насыщенного жидкого R12 при 40° С составляет 238,535 кДж/кг.

Удельная холодопроизводительность 1 кг R12 $q_0 = 347{,}134 - 238{,}535 =$ $= 108{,}599$ кДж/кг.

Массовый расход хладагента на 1 кВт холодопроизводительности равен

$$m = 1 \text{ кВт} : 108{,}599 \text{ кДж/кг} = 0{,}0092 \text{ кг/с},$$

или 9,2 г/с.

Масса циркулирующего хладагента в системе

$$m = 10 \text{ кВт} \times 0{,}0092 \text{ кг/(с·кВт)} =$$
$$= 0{,}092 \text{ кг/с, или } 92 \text{ г/с}.$$

Объемный расход пара

Когда кипит 1 кг хладагента, получаемый объем насыщенного пара зависит от температуры парообразования и повышается при понижении температуры (и давления). Когда температура парообразования хладагента известна, объем произведенного пара на единицу массы (удельный объем) определяют непосредственно из таблиц насыщенного пара. Если известен удельный объем пара, то общий объем образовавшегося в испарителе пара в единицу времени вычисляют умножением массового расхода пара хладагента на удельный объем пара, т. е.

$$V = mv, \qquad (6\text{-}2)$$

где V — общий объем пара, м³/с; m — массовый расход пара хладагента, кг/с; v — удельный объем пара при температуре парообразования, м³/кг.

Пример 6-4. Определить, приняв расходные условия примера 6-3, объем образовавшегося пара на 1 кВт холодопроизводительности.

Решение. В примере 6-3 определено, что массовый расход хладагента R12 равен 0,0092 кг/с на 1 кВт холодопроизводительности. По табл. 16-2 находим, что удельный объем насыщенного пара при —10° С составляет 76,65 л/кг. По уравнению (6-2) рассчитываем объемный расход образовавшегося пара на 1 кВт холодопроизводительности

$$V = 0{,}0092 \text{ кг/с} \times 76{,}65 \text{ л/кг} = 0{,}70518 \text{ л/с}.$$

Производительность компрессора

Производительность компрессора в любой холодильной установке должна быть такой, чтобы отсасывать пар из испарителя с той же интенсивностью, с которой он образуется в результате кипения жидкого хладагента. Если хладагент кипит быстрее, чем компрессор может отводить пар, то избыточное количество пара накапливается в испарителе, давление увеличивается, и в результате повышается температура кипения. Если производительность компрессора такова, что пар отводится из испарителя слишком быстро, то давление в испарителе уменьшается, вследствие чего снижается температура кипения жидкости. В любом случае расчетные условия не будут соблюдаться и работа холодильной установки будет неудовлетворительной.

Следовательно, для поддержания расчетных условий и хорошей работы холодильной установки требуется выбирать компрессор производительностью, достаточной для отвода такого объема пара, который образовался в испарителе за это время. Например, для поддержания равновесия и обеспечения холодопроизводительности 1 кВт при рабочих условиях, описанных в примере 6-4, компрессор должен иметь производительность 0,70518 л/с.

ЗАДАЧИ

6-1. Определить удельную холодопроизводительность 1 кг R12, если температура жидкости перед регулятором расхода хладагента 32° С, а температура насыщенного пара в испарителе —20° С.

6-2. Холодильная установка работает при температуре R12 в испарителе —15° С, температуре жидкости на входе в регулятор расхода 27° С и интенсивности потока массы хладагента в системе 0,78 кг/с. Определить удельную холодопроизводительность на 1 кг циркулирующего хладагента и холодопроизводительность установки.

6-3. Холодильная установка на R12 работает при температуре в испарителе —18° С, температуре жидкости перед регулятором расхода 41° С. Холодопроизводительность установки 15 кВт. Определить удельную холодопроизводительность 1 кг циркулирующего хладагента; интенсивность потока массы хладагента и объемный расход потока на 1 кВт; массовый и объемный расходы хладагента.

Глава 7
ДИАГРАММА ЦИКЛА И ПРОСТОЙ ЦИКЛ ПАРОВОЙ КОМПРЕССИОННОЙ МАШИНЫ

ДИАГРАММА ЦИКЛА

Для понимания цикла паровой компрессионной машины необходимо тщательно изучить отдельные процессы, входящие в него, а также связи, существующие между отдельными процессами, и влияние изменений в каком-либо процессе цикла на все другие процессы данного цикла. Это изучение в значительной степени можно упростить, используя диаграммы и схемы с графическим изображением цикла. Графическое изображение холодильного цикла позволяет рассматривать одновременно различные изменения в состоянии хладагента, происходящие в течение цикла, и влияние этих изменений на цикл без воспроизведения в памяти различных цифровых величин, связанных с циклом.

Наиболее часто применяемыми для анализа холодильного цикла являются диаграмма энтальпия — давление (i, $\lg p$-диаграмма) и диаграмма энтропия — температура (s,T-диаграмма), из которых диаграмма энтальпия — давление наиболее полезна, и именно она рассматривается в данной книге.

Диаграмма энтальпия—давление

Диаграмма энтальпия — давление для R12 приведена на рис. 7-1. Параметры хладагента, находящегося в любом термодинамическом состоянии, могут быть выражены на диаграмме в виде точки. Точка на диаграмме может быть определена, если известны два любых параметра хладагента в данном состоянии.

На рис. 7-2 показано, что диаграмма разделена на три зоны, отделенные друг от друга кривыми насыщенной жидкости и насыщенного пара. Поле на диаграмме, находящееся слева от кривой насыщенной жидкости, обозначает зону переохлаждения. В любой точке зоны переохлаждения хладагент находится в жидком состоянии при температуре ниже точки насыщения, соответствующей его давлению. Поле, расположенное справа от кривой насыщенного пара, является

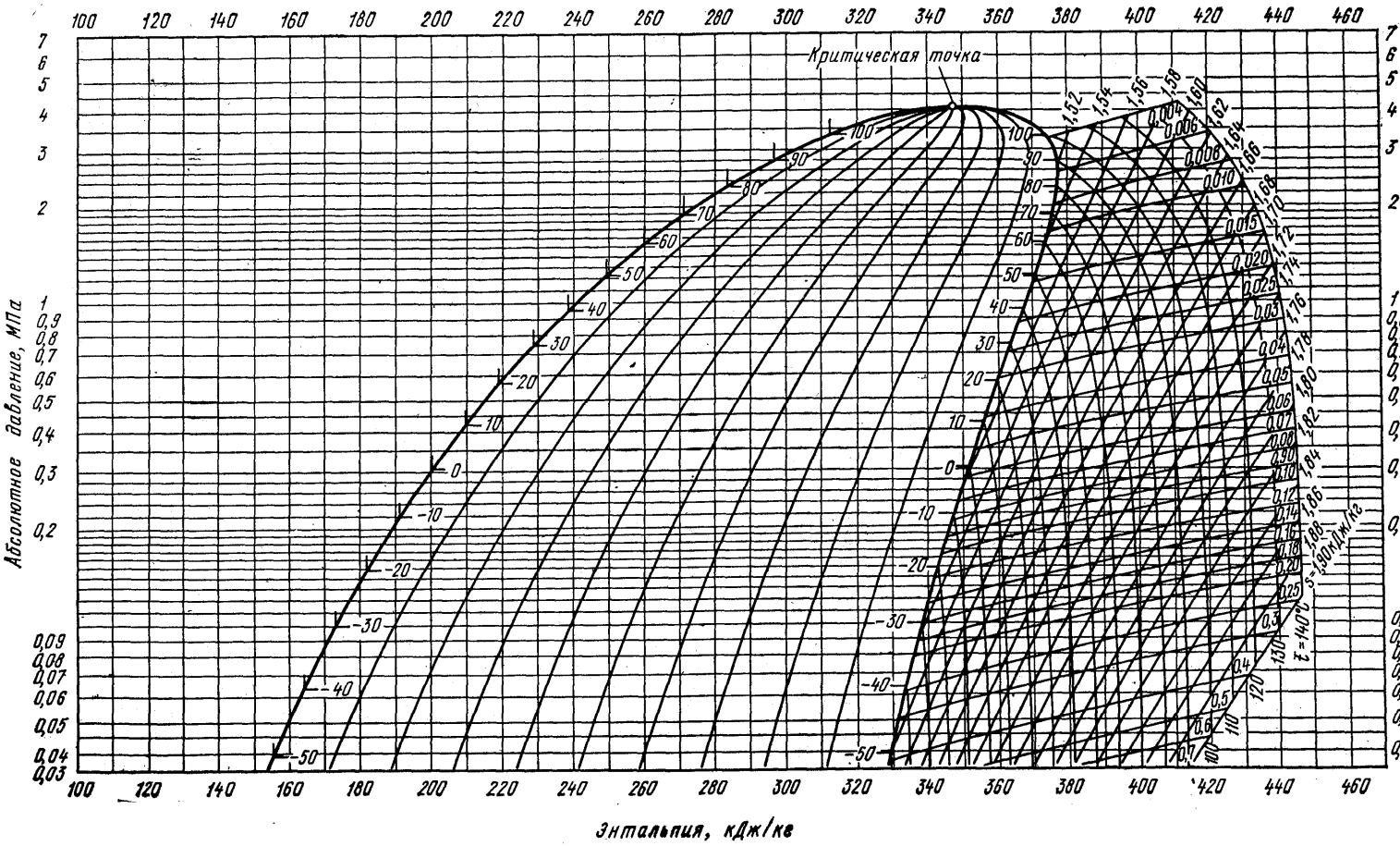


Рис. 7-1. Диаграмма энтальпия — давление хладагента R12

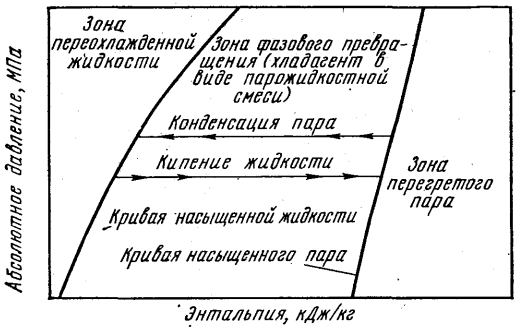


Рис. 7-2. Часть диаграммы энтальпия — давление, показывающая три зоны и направление фазового превращения хладагента

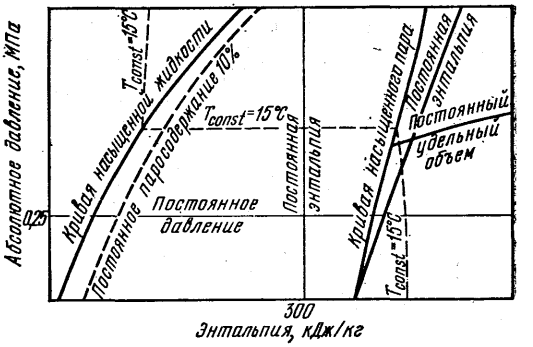


Рис. 7-3. Часть диаграммы энтальпия — давление, на которой показаны кривые постоянных давления, температуры, объема, сухости пара, энтальпии и энтропии хладагента R12

зоной перегретого пара. Часть диаграммы между кривыми насыщенной жидкости и насыщенного пара является зоной смешения и показывает изменение состояния хладагента при переходе из одной фазы (жидкой) в другую (пар). Любая точка между двумя кривыми насыщения хладагента характеризует парожидкостную смесь. Расстояние между двумя кривыми вдоль любой кривой постоянного давления, считываемое на шкале энтальпии в низу диаграммы,— это скрытая теплота парообразования хладагента при данном давлении. Кривые насыщенной жидкости и насыщенного пара не совсем параллельны друг другу, так как скрытая теплота парообразования хладагента зависит от изменения давления, при котором происходит фазовое превращение.

Фазовый переход от жидкости к пару на диаграмме проходит слева направо, а из пара в жидкость — справа налево. Парожидкостная смесь вблизи кривой насыщенной жидкости состоит в основном из жидкости, а вблизи кривой насыщенного пара — из пара. Кривые постоянного паросодержания (рис. 7-3), идущие сверху вниз через центр диаграммы и примерно параллельно кривым насыщенной жидкости, показывают массовую долю (в %) пара в смеси. Например, в любой точке на кривой постоянного паросодержания, которая ближе всего расположена к кривой насыщенной жидкости, массовая доля пара в парожидкостной смеси 10%. Подобным образом в любой точке на кривой постоянного паросодержания, ближе всего расположенной к кривой насыщенного пара, массовая доля пара в парожидкостной смеси составляет 90%. В любой точке на левой пограничной кривой хладагент представляет собой насыщенную жидкость, а в любой точке на правой пограничной кривой — насыщенный пар.

Горизонтальные линии, проходящие поперек диаграммы, — это линии постоянного давления, а вертикальные линии — линии постоянной энтальпии.

Кривые постоянной температуры в зоне переохлаждения почти вертикальны на диаграмме и параллельны кривым постоянной энтальпии. В центральной части диаграммы, в связи с тем что фазовое состояние хладагента меняется при постоянных температуре и давлении, линии постоянной температуры параллельны линиям постоянного давления. На кривой насыщенного пара линии постоянной температуры снова изменяют свое направление и в зоне перегретого пара резко идут вниз.

Прямые линии, которые проходят по диагонали и почти вертикально в зоне перегретого пара, являются кривы-

ми постоянной энтропии. Почти горизонтальные линии, пересекающие зону перегретого пара, — это кривые постоянного объема.

Значение любых параметров хладагента, которые играют определенную роль в холодильном цикле, считывается непосредственно на диаграмме в любой точке, где значение данного параметра особенно важно. В целях упрощения на диаграмму нанесено минимальное количество кривых. По этой причине значения параметров хладагента, которые не имеют особой важности в некоторых точках цикла, на диаграмме опущены. Например, в зоне изменения параметров жидкого хладагента и в зоне фазового перехода (в центре диаграммы) значения энтропии и объема не представляют особого интереса и поэтому не указаны.

На диаграмме энтальпия — давление приведены удельные значения основных параметров. Например, объем выражен в виде удельного объема в $м^3/кг$, энтальпия — в кДж/кг, а энтропия — в кДж/(кг · К). Значения энтальпии находят на горизонтальной шкале внизу диаграммы, а значения энтропии и объема приведены рядом с кривыми энтропии и объема соответственно. Исходная точка шкалы энтальпии установлена произвольно на 200 кДж/кг для жидкости при 0° С. Подобным же образом исходная точка для шкалы энтропии— это 1 кДж/(кг · К) для жидкости при 0° С.

Величина абсолютного давления в Па · 10^5 считывается на вертикальной шкале, находящейся слева диаграммы. Значения температуры в градусах Цельсия расположены рядом с кривыми постоянной температуры в зонах переохлаждения и перегрева, а также на кривых насыщенной жидкости и пара.

Простой цикл паровой компрессионной холодильной машины

Простым циклом паровой компрессионной холодильной машины считается теоретический цикл, в котором пар хладагента выходит из испарителя и подается в компрессор в состоянии насыщения при температуре и давлении парообразования, а жидкость выходит из конденсатора и поступает в регулятор расхода хладагента в состоянии насыщения при температуре и давлении конденсации. Холодильный цикл действительной холодильной машины несколько отличается от простого цикла паровой компрессионной холодильной машины, но тем не менее его анализ представляет интерес. В таком цикле процессы, которые являются основой каждого действительного цикла паровой компрессионной машины, легко поддаются определению и пониманию. Кроме того, простой цикл можно считать типичным для сравнения с действительным циклом, относительную эффективность которого легко определить при различных условиях.

На рис. 7-4 показан простой цикл паровой компрессионной машины на R12, нанесенный на диаграмму энтальпия — давление. Принимается, что машина работает при температуре кипения хладагента —5°С и температуре конденсации 40°С. Точки *A*, *B*, *C*, *D* и *E* на диаграмме энтальпия — давление соответствуют точкам на схеме холо-



Рис. 7-4. Диаграмма энтальпия — давление простой паровой компрессионной машины, работающей при температуре кипения —5° С и температуре конденсации 40° С

дильной машины, показанной на рис. 7-5.

Точка A — это некоторая точка в нижней части конденсатора, где завершается процесс конденсации и хладагент является насыщенной жидкостью при температуре и давлении конденсации.

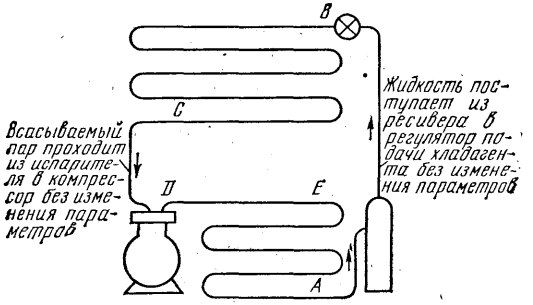


Рис. 7-5. Точки цикла на схеме простой паровой компрессионной машины:
A — пар полностью сконденсировался; *B* — хладагент после регулятора расхода; *C* — вся жидкость выкипела; *D* — нагнетание пара компрессором; *E* — начало конденсации

Свойства хладагента в этой точке, как указано в табл. 16-2, следующие: $p = 0{,}961$ МПа; $T = 40°C$; $i = 238{,}535$ кДж/кг; $s = 1{,}12984$ кДж/(кг · К); $v = 0{,}79802$ л/кг.

В точке A значения p, T и i могут считываться непосредственно на диаграмме. Хладагент в точке A всегда представляет собой насыщенную жидкость. Если известны значения p и T, то из точки A следует опустить вертикальную линию до пересечения с горизонтальной шкалой и определить значение i. На практике легко замерить значения p и T.

Процесс дросселирования

Считается, что в простом цикле паровой компрессионной машины параметры (состояние) жидкого хладагента не изменяются при прохождении через жидкостный трубопровод от конденсатора к регулятору расхода и состояние жидкости на входе в регулятор такое же, как в точке A (см. рис. 7-4 и 7-5). Процесс, обозначенный линией A—B, которая ограничена точками начального и конечного состояний хладагента, происходит в регуляторе расхода, при прохождении через который давление жидкости понижается от давления конденсации до давления кипения[1]. Когда жидкость дросселируется в отверстии регулятора и поступает в испаритель, ее температура понижается от температуры конденсации до температуры кипения путем мгновенного испарения части жидкости.

Процесс, обозначенный линией A—B, — это дроссельный вид адиабатного расширения, при котором энтальпия рабочего тела не изменяется в течение всего процесса. Предполагается, что процесс происходит без притока или потери теплоты через трубы или регулятор, а также без совершения полезной работы.

Энтальпия хладагента не меняется во время процесса A—B. Поэтому точку B определяют на диаграмме энтальпия—давление, проводя от точки A вертикальную линию (постоянной энтальпии) до пересечения с линией постоянного давления, соответствующей давлению кипения. Чтобы найти на диаграмме точку B, необходимо знать давление или температуру кипения хладагента.

В результате частичного испарения жидкости в процессе A—B в точке B хладагент представляет собой парожидкостную смесь со следующими характеристиками: $p = 0{,}261$ МПа; $T = -5°C$; $i = 238{,}535$ кДж/кг (та же, что и в точке A); $v = 18{,}696$ л/кг; $s = 1{,}438$ кДж/(кг · К).

Изменение энтропии в процессе A—B происходит в результате того, что жид-

[1] Процесс $A - B$ — это процесс необратимого адиабатного расширения, во время которого параметры хладагента изменяются неравномерно. Следовательно, нельзя нанести действительный ход процесса, и кривая $A - B$ просто изображает процесс, который начинается в точке состояния A и заканчивается в точке состояния B.

кий хладагент дросселируется без совершения полезной работы, а также в результате передачи энергии в форме теплоты в самой жидкости. При передаче теплоты энтальпия жидкости остается той же, а изменяется только энтропия.

В точке B на диаграмме энтальпия—давление кроме значений p, T, i можно определить приблизительно содержание пара в смеси. В рассматриваемом случае паросодержание, определенное с помощью диаграммы, примерно составляет 28%.

Точка B характеризует хладагент, находящийся в состоянии парожидкостной смеси, и поэтому в табл. 16-2 можно определить только значения p и T. Однако энтальпия хладагента в точках A и B одинакова, и поэтому энтальпию в точке B можно найти по табл. 16-2 как энтальпию хладагента с параметрами в точке A. Паросодержание в точке B можно определить, как указывалось выше, используя значения энтальпии, приведенные в табл. 16-2 или на диаграмме давление — энтальпия.

Значения s и v в точке B обычно не представляют интереса, и потому они не приведены ни на диаграмме, ни в таблицах. Если эти значения необходимы, то их вычисляют, как описывалось ранее.

Процесс кипения хладагента

Линия B—C характеризует процесс кипения хладагента в испарителе. Кипение происходит при постоянной температуре и давлении, следовательно, процесс B—C является одновременно как изотермическим, так и изобарическим. Поэтому точку C можно определить на диаграмме, если провести горизонтальную линию из точки B до пересечения с кривой насыщенного пара. В точке C хладагент выкипает полностью и превращается в насыщенный пар при температуре и давлении кипения. Параметры хладагента в точке C, которые можно определить по табл. 16-2 или на диаграмме энтальпия — давление, следующие: $p = 0{,}261$ МПа (то же, что и в точке B); $T = -5$°С (та же, что и в точке B); $i = 349{,}321$ кДж/кг; $v = 64{,}963$ л/кг; $s = 1{,}5571$ кДж/(кг · К).

Энтальпия хладагента в процессе, обозначенном линией B—C, повышается, так как он проходит через испаритель и поглощает теплоту из охлаждаемого пространства. Количество поглощенной хладагентом в испарителе теплоты (удельная холодопроизводительность)— это разность между энтальпией хладагента в точках B и C. Таким образом, если i_a, i_b, i_c, i_d, i_e и i_x обозначают энтальпию хладагента в точках A, B, C, D, E и x соответственно, то

$$q_0 = i_c - i_b, \qquad (7\text{-}1)$$

где q_0 — удельная холодопроизводительность, кДж/кг.

Но так как

$$i_b = i_a, \text{ то } q_0 = i_c - i_a. \qquad (7\text{-}2)$$

Сделав подстановку соответствующих значений в уравнение (7-2) для рассматриваемого примера, находим $q_0 = 349{,}32 - 238{,}54 = 110{,}78$ кДж/кг.

На диаграмме расстояние между точками x и C обозначает общее количество скрытой теплоты парообразования 1 кг R12 при давлении кипения 0,261 МПа (r определяем по табл. 16-2). Поэтому расстояние от точки B до точки C — это полезная удельная холодопроизводительность, а разность между $x - C$ и $B - C$, т. е. расстояние от точки x до точки B, — это потери удельной холодопроизводительности.

Процесс сжатия

В простом цикле паровой компрессионной машины предполагается, что состояние хладагента не меняется при прохождении через всасывающий трубопровод от испарителя к компрессору. Процесс в компрессоре, протекающий по линии C—D, характеризует сжатие пара от давления кипения до давления

конденсации. В простом цикле принимается, что процесс сжатия по линии C—D изоэнтропный[1]. Изоэнтропное сжатие — это особый адиабатный процесс, который происходит без трения[2]. Иногда этот процесс описывается как процесс адиабатного сжатия без трения или сжатия при постоянной энтропии.

В процессе, протекающем по линии C—D, энтропия пара не изменяется, т. е. энтропия хладагента в точке D та же, что и в точке C. Поэтому точку D можно определить на диаграмме энтальпия—давление, если из точки C провести линию, параллельную линии постоянной энтропии, до пересечения с линией постоянного давления, соответствующей давлению конденсации.

В точке D хладагент находится в виде перегретого пара при давлении конденсации 0,961 МПа, соответствующем температуре конденсации (насыщения) 40°С. Процесс сжатия изоэнтропичен (при постоянной энтропии), т. е. энтропия перегретого пара та же, что и у насыщенного пара в точке C, т. е. 1,5571 кДж/(кг · К). Интерполяцией (см. табл. 16-3) можно определить, что температура, энтальпия и удельный объем перегретого пара R12 при температуре насыщения 40°С и энтропии 1,5571 кДж/(кг · К) равны 46,75°С, 372,4 кДж/кг и 18,9447 л/кг соответственно (табл. 7-1).

По диаграмме энтальпия — давление можно определить также все параметры

Таблица 7-1

Параметры перегретого пара R12 при температуре конденсации 40°С и давлении 0,961 МПа

Температура T, °С	Удельный объем v, м³/кг	Энтальпия i, кДж/кг	Энтропия s, кДж/(кг·К)
40	18,1706	367,146	1,5405
45	18,7495	371,054	1,5529
46,75	18,9447	372,403	1,5571
50	19,3072	374,904	1,5649
55	19,8469	378,708	1,5766
60	20,3711	382,475	1,5880

хладагента в точке D. Однако значения T, i и v требуют интерполяции и несколько менее точны, чем приведенные в табл. 16-3.

В течение процесса сжатия (линия C—D) компрессор совершает работу. Поэтому энергия (энтальпия) пара увеличивается пропорционально количеству совершенной механической работы. Энергетический эквивалент работы, совершенной в процессе сжатия, часто называют теплотой сжатия, и он равен разности между энтальпиями хладагента в точках D и C, где q_t — это работа (теплота) сжатия, отнесенная к 1 кг циркулирующего хладагента:

$$q_t = i_d - i_c. \qquad (7\text{-}3)$$

Для рассматриваемого примера $q_t = 372{,}4 - 349{,}32 = 23{,}08$ кДж/кг.

Поглощая теплоту сжатия, горячий пар, нагнетаемый компрессором, находится в перегретом состоянии, т. е. его температура выше температуры насыщения. В данном случае пар выходит из компрессора с температурой 46,75°С, а температура насыщения, соответствующая его давлению в 0,961 МПа, составляет 40°С. Чтобы создать условия для конденсации пара, его температуру необходимо снизить до температуры насыщения.

Процесс конденсации

Обычно процессы, обозначенные на диаграмме линиями D—E и E—A, про-

[1] Позднее будет показано, что действительное сжатие пара в холодильном компрессоре несколько отличается от изоэнтропного сжатия.

[2] Термин «адиабатный» используется для описания любых процессов, происходящих без передачи энергии в форме теплоты к рабочему веществу или от него. Так, изоэнтропный процесс — это только один из процессов, которые можно называть адиабатными. Например, сравните процесс, обозначенный линией C — D, с процессом, обозначенным линией A — B. Оба являются адиабатными процессами, но процесс по линии C — D происходит без трения и обратим, в то время как процесс по линии A — B — это процесс дросселирования, который сопровождается трением и необратим.

исходят в конденсаторе. Здесь горячий пар, нагнетаемый компрессором, охлаждается до температуры конденсации и конденсируется. Линия D—E характеризует процесс, происходящий в верхней части конденсатора и в некоторой степени в нагнетательном трубопроводе. Пар охлаждается от температуры нагнетания до температуры конденсации, передавая теплоту охлаждающей среде. В процессе по линии D—E давление пара остается постоянным, и точку E можно определить на диаграмме энтальпия—давление, если провести горизонтальную линию из точки D до пересечения с кривой насыщенного пара.

В точке E хладагент находится в состоянии насыщенного пара при температуре и давлении конденсации. Ниже приведены его данные, определенные на диаграмме или по табл. 16-2: $p = 0{,}961$ МПа (то же, что и в точке D); $T = 40$°С; $i = 367{,}146$ кДж/кг; $s = 1{,}54051$ кДж/(кг · °С); $v = 18{,}171$ л/кг.

Теплота перегрева, отведенная от 1 кг пара в конденсаторе при его охлаждении от температуры нагнетания до температуры конденсации, — это разность между энтальпией хладагента в точке D и энтальпией в точке E ($i_d - i_e$).

Линия E—A характеризует процесс конденсации пара в конденсаторе. Конденсация происходит при постоянной температуре и давлении. Поэтому процесс характеризуется линией E—A, параллельной горизонтальной шкале. Теплота, отведенная от охлаждающей среды в процессе, протекающем по E—A, — это разность между энтальпией хладагента в точках E и A ($i_e - i_a$).

Возвращаясь в точку A, хладагент совершил один полный цикл, и его параметры те же, что и ранее в той же точке A.

Оба процесса, характеризуемые линиями D—E и E—A, происходят в конденсаторе, и общее количество теплоты, отданной хладагентом в конденсаторе охлаждающей среде, — это сумма теплоты, отведенной в процессах, протекаемых по линиям D—E и E—A. Общее количество отданной хладагентом в конденсаторе теплоты — это разность между энтальпией перегретого пара в точке D и насыщенной жидкости в точке A. Следовательно,

$$q_к = i_d - i_a, \qquad (7\text{-}4)$$

где $q_к$ — теплота, отведенная в конденсаторе от 1 кг циркулирующего хладагента, кДж/кг.

В данном случае $q_к = 372{,}4$ кДж/кг—238,54 кДж/кг = 133,86 кДж/кг.

Если хладагент должен достичь точки A в конце цикла при тех же параметрах, которые он имел в начале цикла (точка A), то общее количество отданной хладагентом в конденсаторе теплоты должно быть точно равно количеству теплоты, поглощенной хладагентом во всех других точках цикла. В простом цикле паровой компрессионной машины энергия хладагента в виде теплоты увеличивается, во-первых, за счет теплоты, поглощенной из охлаждаемого пространства при кипении хладагента в испарителе (q_0), во-вторых, за счет механической работы сжатия в компрессоре, учитываемой энергетическим эквивалентом (q_l).

Поэтому

$$q_к = q_0 + q_l. \qquad (7\text{-}5)$$

В данном случае $q_к = 110{,}78$ кДж/кг + 23,08 кДж/кг = 133,86 кДж/кг.

Массовый расход циркулирующего хладагента для обеспечения холодопроизводительности Q_0 1 кВт равен

$$m = Q_0/q_0. \qquad (7\text{-}6)$$

Для рассматриваемого цикла m = = 1 кВт : 110,78 кДж/кг = 0,00903 кг/с, или 9,03 г/с.

Тогда общее количество отведенной в конденсаторе теплоты на 1 кВт холодопроизводительности составит

$$Q_к = mq_к, \qquad (7\text{-}7)$$

или

$$Q_к = m\,(i_d - i_a). \qquad (7\text{-}8)$$

Применяя уравнение (7-7) для рассматриваемого цикла, получим

$$Q_к = 0{,}00903 \text{ кг/с} \times 133{,}86 \text{ кДж/кг} = 1{,}209 \text{ кДж/с}.$$

Интенсивность теплопередачи, эквивалентная теплоте сжатия на 1 кВт холодопроизводительности, равна

$$Q_l = m\,(i_d - i_c), \qquad (7\text{-}9)$$

или

$$Q_l = mq_l. \qquad (7\text{-}10)$$

Для рассматриваемого цикла определяем

$$Q_l = 0{,}00903 \text{ кг/с} \times 23{,}08 \text{ кДж/кг} = 0{,}20841 \text{ кДж/с}.$$

Теоретическая мощность

Обратите внимание, что Q_l — это в действительности теоретическая мощность N_T (в кВт), требуемая для получения определенной холодопроизводительности (в данном случае для холодопроизводительности 1 кВт). Другими словами, это теоретическая мощность, которая требуется для получения 1 кВт холодопроизводительности, с КПД 100%. При этом не учитывается мощность на преодоление трения в компрессоре и другие потери. Действительная мощность на валу N_e, расходуемая на 1 кВт холодопроизводительности, обычно на 30—50% больше расчетной теоретической мощности в зависимости от КПД компрессора. Факторы, влияющие на КПД компрессора, рассматриваются ниже.

Холодильный коэффициент

Холодильный коэффициент цикла— это КПД цикла, который выражается в виде отношения поглощенной в охлаждаемом пространстве теплоты к тепловому эквиваленту энергии, израсходованной компрессором, т. е.

$$\text{Холодильный коэффициент} = \frac{\text{Теплота, поглощенная из охлаждаемого пространства}}{\text{Тепловой эквивалент энергии, израсходованной компрессором}}$$

Для простого теоретического цикла паровой компрессионной машины это может быть записано следующим образом:

$$\text{Холодильный коэффициент} = \frac{\text{Удельная холодопроизводительность}}{\text{Теплота сжатия}}$$

$$\varepsilon = (i_c - i_a)/(i_d - i_c) = q_0/q_l. \qquad (7\text{-}11)$$

Следовательно, для рассматриваемого цикла

$$\varepsilon = 110{,}78 \text{ кДж/кг} : 23{,}08 \text{ кДж/кг} = 4{,}8.$$

Влияние температуры кипения на КПД цикла

Коэффициент полезного действия цикла паровой компрессионной холодильной машины зависит от температур кипения и конденсации, причем температура кипения имеет бóльшее влияние.

Для демонстрации влияния изменения температуры кипения на КПД цикла на рис. 7-6 показаны схемы двух простых циклов, нанесенные на диаграмму энтальпия — давление. В одном цикле, обозначенном точками A, B, C, D и E, температура кипения —10°С и темпера-

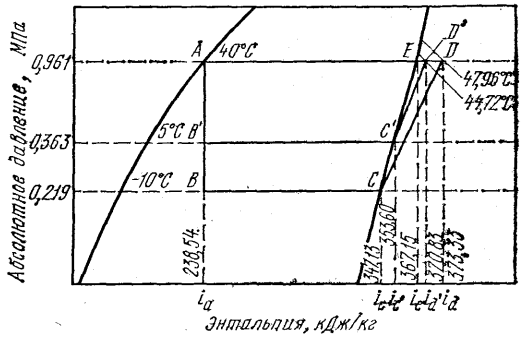


Рис. 7-6. Сравнение двух простых циклов при различных температурах кипения хладагента R12

тура конденсации 40° С. Подобный цикл с такой же температурой конденсации, но с температурой кипения 5°С обозначен точками A, B', C', D' и E.

Для облегчения сравнения двух циклов определим следующие значения описанными ранее способами:

а. Для цикла при $t_0 = -10°C$

$$q_0 = i_c - i_a = 347,13 \text{ кДж/кг} - 238,54 \text{ кДж/кг} = 108,59 \text{ кДж/кг};$$

$$q_e = i_d - i_c = 373,33 \text{ кДж/кг} - 347,13 \text{ кДж/кг} = 26,2 \text{ кДж/кг};$$

$$q_к = i_d - i_a = 373,33 \text{ кДж/кг} - 238,54 \text{ кДж/кг} = 134,79 \text{ кДж/кг}.$$

б. Для цикла при $t_0 = 5°C$

$$q_0 = i_{c'} - i_a = 353,6 \text{ кДж/кг} - 238,54 \text{ кДж/кг} = 115,06 \text{ кДж/кг};$$

$$q_e = i_{d'} - i_{c'} = 370,83 \text{ кДж/кг} - 353,6 \text{ кДж/кг} = 17,23 \text{ кДж/кг};$$

$$q_к = i_{d'} - i_a = 370,83 \text{ кДж/кг} - 238,54 \text{ кДж/кг} = 132,29 \text{ кДж/кг}.$$

При сравнении двух циклов обратите внимание на то, что удельная холодопроизводительность на единицу массы циркулирующего хладагента больше для цикла с более высокой температурой кипения. Удельная холодопроизводительность цикла с температурой кипения —10° С равна 108,59 кДж/кг. Когда температура кипения в цикле повышается до 5°С, удельная холодопроизводительность увеличивается и становится равной 115,06 кДж/кг. Повышение удельной холодопроизводительности составляет

$$\{[(i_{c'} - i_a) - (i_c - i_a)]/(i_c - i_a)\}\,100 = [(115,06 - 108,59)/108,59]\,100 = 5,96\%.$$

Бóльшая удельная холодопроизводительность (на единицу массы циркулирующего хладагента) при более высокой температуре кипения является результатом меньшей разности между температурами кипения и жидкости перед регулятором расхода хладагента. Следовательно, при более высокой температуре кипения в регуляторе расхода испаряется меньшая часть хладагента, а бóльшая часть его кипит в испарителе и создает полезное охлаждение.

Удельная холодопроизводительность (на единицу массы) больше, и потому массовый расход хладагента на 1 кВт холодопроизводительности меньше при более высокой температуре всасывания, чем при более низкой. Следовательно, массовый расход хладагента (на 1 кВт холодопроизводительности) в цикле при $t_0 = -10°C$ равен $m = 1$ кВт : 108,59 кДж/кг = 0,00921 кг/с, или 9,21 г/с, а массовый расход хладагента на 1 кВт в цикле при $t_0 = 5°C$ составляет $m =$ = 1 кВт : 115,06 кДж/кг = 0,00869 кг/с, или 8,69 г/с.

Массовый расход хладагента при более высокой температуре кипения уменьшается на величину $\Delta m = [(0,00921 - 0,00869)/0,00921]100 = 5,65\%$.

Разность между давлениями кипения и конденсации меньше в цикле с более высокой температурой кипения, и поэтому работа сжатия на единицу массы, требуемая для сжатия пара от давления кипения до давления конденсации, меньше в высокотемпературном цикле, чем в низкотемпературном. Следовательно, теплота сжатия на единицу массы в цикле с более высокой температурой кипения также меньше, чем в цикле с более низкой температурой кипения. Теплота сжатия в цикле при $t_0 = -10°C$ равна 26,2 кДж/кг, а теплота сжатия в цикле при $t_0 = 5°C$ составляет только 17,23 кДж/кг. Теплота сжатия уменьшается на следующую величину:

$$[(i_d - i_c) - (i_{d'} - i_{c'})]/(i_d - i_c) = [(26,2 - 17,23)/26,2]\,100 = 34,2\%.$$

Работа сжатия на единицу массы и массовый расход хладагента на 1 кВт холодопроизводительности меньше при более высокой температуре кипения, и поэтому работа сжатия на 1 кВт, а следовательно, и теоретическая мощность на 1 кВт меньше при более высокой тем-

пературе кипения. Теоретическая мощность на 1 кВт холодопроизводительности в цикле при $t_0 = -10°C$ равна

$$N_T = m\,(i_d - i_c) = 0{,}00921 \text{ кг/с} \times$$

$$\times 26{,}2 \text{ кДж/кг} = 0{,}2413 \text{ кВт}.$$

Теоретическая мощность в цикле при $t_0 = 5°C$ будет

$$N_T = m\,(i_{d'} - i_{c'}) = 6{,}00869 \text{ кг/с} \times$$

$$\times 17{,}23 \text{ кДж/кг} = 0{,}1497 \text{ кВт}.$$

В данном случае повышение температуры кипения в цикле с $t_0 = -10°C$ до $t_0 = 5°C$ уменьшает требуемую теоретическую мощность: [(0,2413 — 0,1497)/ /0,2413]100 = 36,7%.

Ниже при рассмотрении КПД компрессора будет показано, что разность действительной мощности на единицу холодопроизводительности при различных температурах кипения даже больше, чем получается в теоретических расчетах.

Холодильный коэффициент является показателем холодопроизводительности на единицу мощности и в таком виде характеризует КПД цикла. Следовательно, относительный КПД двух циклов можно определить путем сравнения их холодильных коэффициентов. Холодильный коэффициент цикла при $t_0 = -10°C$ равен

$$\varepsilon = (i_c - i_a)/(i_d - i_c) =$$

$$= 108{,}59 \text{ кДж/кг} : 26{,}2 \text{ кДж/кг} = 4{,}14,$$

а та же величина при $t_0 = 5°C$ составит

$$\varepsilon = (i_{e'} - i_a)/(i_{d'} - i_{c'}) =$$

$$= 115{,}06 \text{ кДж/кг} : 17{,}23 \text{ кДж/кг} = 6{,}68.$$

Очевидно, что холодильный коэффициент, а следовательно, и КПД цикла значительно улучшаются при повышении температуры кипения. В данном случае увеличение температуры кипения с —10°С до 5°С улучшает КПД цикла: [(6,68 — 4,14)/4,14]100 = 61,4%.

Массовый расход на 1 кВт холодопроизводительности при различных температурах кипения обычно изменяется мало. Объемный расход пара на 1 кВт холодопроизводительности зависит от температуры кипения. Это, вероятно, один из наиболее важных факторов, влияющих на производительность и КПД паровой компрессионной холодильной машины, и один из тех, который чаще всего пропускают при изучении диаграмм циклов. Разность в объемных расходах пара на 1 кВт холодопроизводительности при различных температурах всасывания четко проявляется при сравнении двух рассматриваемых циклов.

Объемный расход пара на 1 кВт холодопроизводительности в цикле при $t_0 = -10°C$ равен

$$mv = 0{,}00921 \text{ кг/с} \times 76{,}65 \text{ л/кг} = 0{,}7059 \text{ л/с}.$$

При температуре кипения 5°С объемный расход пара на 1 кВт холодопроизводительности составит

$$mv = 0{,}00869 \text{ кг/с} \times 47{,}49 \text{ л/кг} = 0{,}4127 \text{ л/с}.$$

Интересно отметить, что если уменьшение массового расхода хладагента при более высокой температуре кипения равно только 5,65%, то уменьшение объемного расхода пара, обрабатываемого компрессором, на 1 кВт холодопроизводительности составляет [(0,7059 — — 0,4127)/0,7059]100 = 41,5%.

В значительно большей степени уменьшение объемного расхода на единицу холодопроизводительности можно объяснить более низким удельным объемом всасываемого пара при более высокой температуре и давлении кипения (0,04749 л/кг при 5° С по сравнению с 0,07665 л/кг при $t_0 = -10°C$). Влияние температуры кипения на холодопроизводительность компрессора рассматривается подробнее в главе 12.

Количество отведенной в конденсаторе теплоты в секунду на единицу холодопроизводительности значительно меньше в цикле с более высокой температурой кипения, хотя количество отведенной в конденсаторе теплоты на еди-

ницу массы циркулирующего хладагента почти одинаково в обоих циклах. Интенсивность отвода теплоты в конденсаторе в цикле при $t_0 = -10°C$ равна

$$m(i_d - i_a) = 0{,}00921 \text{ кг/с} \times$$

$$\times 134{,}79 \text{ кДж/кг} = 1{,}241 \text{ кДж/с},$$

а в цикле при $t_0 = 5°C$:

$$m(i_{d'} - i_a) = 0{,}00869 \text{ кг/с} \times$$

$$\times 132{,}29 \text{ кДж/кг} = 1{,}150 \text{ кДж/с}.$$

Интенсивность отвода теплоты в конденсаторе ниже при более высокой температуре кипения из-за меньших массового расхода хладагента и теплоты сжатия (на единицу массы).

Ранее было показано, что отведенная в конденсаторе теплота на единицу массы циркулирующего хладагента является суммой теплоты, поглощенной в испарителе на единицу массы (удельная холодопроизводительность), и теплоты сжатия на единицу массы. Повышение температуры кипения в цикле обусловливает увеличение удельной холодопроизводительности, а также уменьшение теплоты сжатия. В связи с этим количество отведенной в конденсаторе теплоты на единицу массы остается почти одинаковым в обоих циклах (134,79 кДж/кг при $t_0 = -10°C$ по сравнению с 132,29 кДж/кг при $t_0 = 5°C$). Это действительно для всех температур кипения, так как любое увеличение или уменьшение теплоты сжатия обычно сопровождается увеличением или уменьшением удельной холодопроизводительности.

Влияние температуры конденсации на КПД цикла

Изменения КПД цикла при изменении температуры конденсации не столь велики, как под влиянием изменений температуры кипения, однако они имеют определенное значение. Вообще, если температура кипения постоянна, то КПД цикла уменьшается при повышении температуры конденсации.

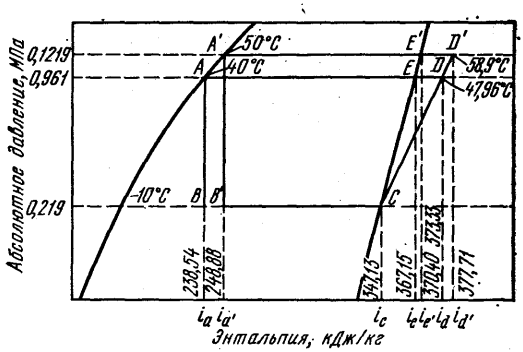


Рис. 7-7. Сравнение двух простых циклов при различных температурах конденсации хладагента R12

В целях сравнения влияния температуры конденсации на КПД цикла на диаграмме энтальпия — давление (рис. 7-7) нанесены два цикла паровых компрессионных машин, работающих при различных температурах конденсации. В цикле A, B, C, D и E температура конденсации $t_к = 40°C$, а в другом цикле A', B', C', D' и E' $t_к = 50°C$. В обоих циклах температура кипения $t_0 = -10°C$. Параметры хладагента для цикла A—B—C—D—E были определены в предыдущем разделе. Ниже даны значения параметров для цикла A'—B'—C'—D'—E':

$$q_0 = i_c - i_{a'} = 347{,}13 \text{ кДж/кг} -$$

$$- 248{,}88 \text{ кДж/кг} = 98{,}25 \text{ кДж/кг};$$

$$q_e = i_{d'} - i_c = 377{,}71 \text{ кДж/кг} -$$

$$- 347{,}13 \text{ кДж/кг} = 30{,}58 \text{ кДж/кг};$$

$$q_к = i_{d'} - i_{a'} = 377{,}71 \text{ кДж/кг} -$$

$$- 248{,}88 \text{ кДж/кг} = 128{,}83 \text{ кДж/кг}.$$

В простом цикле паровой компрессионной машины жидкий хладагент поступает к регулятору расхода с температурой конденсации. Поэтому при повышении температуры конденсации температура жидкости на входе в регулятор расхода увеличивается и удельная холодопроизводительность на единицу массы уменьшается. В данном случае удельная холодопроизводительность снижается со

108,58 до 98,25 кДж/кг при повышении температуры конденсации с 40 до 50°С. Это снижение составляет [(108,58 — — 98,25)/108,58]100 = 9,51%.

Удельная холодопроизводительность на единицу массы меньше для цикла с более высокой температурой конденсации, и поэтому массовый расход хладагента на единицу холодопроизводительности должен быть больше. В цикле с температурой конденсации 40°С массовый расход хладагента составляет 0,00921 кг/(с · кВт). Если температура конденсации повышается до 50°С, то массовый расход также повышается: 1 кВт:98,25 кДж/кг = 0,01018 кг/с.

Это увеличение равно [(0,01018 — — 0,00921)/0,00921]100 = 10,53%.

Если массовый расход хладагента (на единицу холодопроизводительности) больше при высокой температуре конденсации, то объем сжимаемого пара (на единицу холодопроизводительности) также увеличивается. В простом цикле паровой компрессионной машины удельный объем всасываемого пара изменяется только при изменении температуры кипения. Если температура кипения в обоих циклах одинакова, то удельный объем пара на выходе из испарителя также одинаков в обоих циклах. Поэтому разность объемов пара хладагента на единицу холодопроизводительности прямо пропорциональна разности массовых расходов на единицу холодопроизводительности. При $t_к$ = 40° С объемный расход на 1 кВт равен 0,7059 л/с, а при $t_к$ = =50°С расход повышается: 0,01018 кг/с × × 76,65 л/кг = 0,7803 л/с. При этом увеличение объемного расхода на 1 кВт составит [(0,7803 — 0,7059)/0,7059]100 = = 10,53%.

Обратите внимание на то, что процентное увеличение объемного расхода пара равно процентному увеличению массового расхода хладагента. Сравните это явление с тем, что происходит при изменении температуры кипения.

Если разность между давлениями кипения и конденсации увеличивается, то в цикле с более высокой температурой конденсации работа сжатия на единицу циркулирующего хладагента также растет. В данном случае теплота сжатия увеличивается с 26,2 кДж/кг при $t_к$ = = 40°С до 30,58 кДж/кг при $t_к$ = 50° С и рост составит [(30,58 — 26,2)/26,2]100 = = 16,72%.

В результате бо́льшей работы сжатия на единицу массы и бо́льшего массового расхода хладагента на единицу холодопроизводительности теоретическая мощность на единицу холодопроизводительности увеличивается при повышении температуры конденсации. Если теоретическая мощность при температуре конденсации 40°С составляет только 241,3 Вт/кВт, то при повышении температуры конденсации до 50°С она будет 0,01018 кг/с × 30,58 кДж/кг = 0,3313 кДж/ /(с · кВт), или 331,3 Вт/кВт.

Увеличение потребляемой мощности для выработки 1 кВт холодопроизводительности составляет: [(311,3 — 241,3)/ /241,3] 100 = 29%.

Следует подчеркнуть, что увеличение потребляемой мощности на 1 кВт холодопроизводительности при более высокой температуре конденсации больше, чем увеличение работы сжатия на единицу массы. Это объясняется тем, что кроме увеличения теплоты сжатия на единицу массы (на 29%) также увеличивается и масса циркулирующего хладагента (на 10,53%), отнесенная к единице производительности.

Холодильный коэффициент цикла равен 4,14 при температуре конденсации 40° С. Если температура конденсации повышается до 50° С, то холодильный коэффициент снижается: ε = 98,25 кДж/ /кг : 30,58 кДж/кг = 3,21.

Так как холодильный коэффициент характеризует полученную холодопроизводительность при затратах единицы мощности, то уменьшение холодопроизводительности (на единицу мощности) в данном случае равно [(4,14 — 3,21)/ /4,14]100 = 22,46%.

Очевидно, что влияние повышения температуры конденсации на КПД цикла обратно влиянию повышения температуры кипения. При повышении температуры кипения увеличивается удельная холодопроизводительность и уменьшается работа сжатия, в результате чего увеличивается холодопроизводительность на единицу мощности, а повышение температуры конденсации уменьшает удельную холодопроизводительность и увеличивает работу сжатия, вследствие этого холодопроизводительность на единицу мощности снижается.

Количество отведенной в конденсаторе теплоты на единицу массы циркулирующего хладагента изменяется незначительно при изменении температуры конденсации, так как любое изменение теплоты сжатия совершается с одновременным изменением удельной холодопроизводительности. Общее количество отведенной в конденсаторе теплоты на единицу холодопроизводительности меняется значительно при изменении температуры конденсации из-за массы циркулирующего хладагента на единицу производительности. Выше было указано, что общее количество отведенной в конденсаторе теплоты $Q_к$ является суммой поглощенной в испарителе теплоты Q_0 и теплоты сжатия Q_l. В связи с тем что Q_0 — постоянная величина (1 кВт), $Q_к$ изменяется только при изменении Q_l, т. е. теплоты сжатия. Кроме того, Q_l всегда увеличивается при повышении температуры конденсации, и потому $Q_к$ также увеличивается при повышении температуры конденсации.

В рассматриваемых двух циклах отведенная в конденсаторе теплота (на 1 кВт холодопроизводительности) при температуре конденсации 40°С равна 1,241 кДж/с. Теплоотдача в конденсаторе (на 1 кВт холодопроизводительности) при $t_к = 50$°С увеличивается: 0,01018 кг/с $\times$ 128,83 кДж/кг = 1,311 кДж/с.

Процентное увеличение равно $[(1{,}311 - 1{,}241)/1{,}241]100 = 5{,}64\%$.

Интересно отметить также, что количество отведенной в конденсаторе теплоты перегрева значительно увеличивается при более высокой температуре конденсации, а количество отведенной скрытой теплоты при этом несколько уменьшается. Это указывает на то, что при более высокой температуре конденсации бóльшая часть поверхности конденсатора используется для снижения температуры нагнетаемого пара до температуры конденсации.

ВЫВОДЫ

Производительность и КПД холодильной системы значительно улучшаются при повышении температуры кипения, и очевидно, что систему всегда следует конструировать для работы при максимально возможной температуре кипения. Влияние температуры конденсации на производительность и КПД холодильного цикла значительно меньше, чем температуры кипения, однако поддерживать ее необходимо на практически возможном минимальном уровне.

Влияние температур кипения и конденсации на КПД цикла в любом случае столь велико, что требует более глубокого изучения. Соотношения между удельной холодопроизводительностью, массой циркулирующего хладагента (в секунду на 1 кВт холодопроизводительности), удельным объемом всасываемого пара, объемом сжимаемого (в секунду) пара, потребляемой мощностью (на 1 кВт холодопроизводительности) и холодильным коэффициентом цикла вычислены для этой цели при различных температурах кипения и приведены в табл. 7-2.

ЗАДАЧИ

7-1. Холодильная установка на R12 работает при температурах кипения 4° С и конденсации 42° С (цикл простой). Определить величины p, T, v, i и s для точек состояния A, B, C, D и E, как описывалось ранее; объемную производительность компрессора

Таблица 7-2

Циклы паровой компрессионной машины при температуре конденсации R12 40°С, давлении конденсации 0,961 МПа и различных температурах кипения

Абсолютное давление кипения, 10^5 Па	Температура кипения, °С	Удельная холодопроизводительность, кДж/кг	Массовый расход, г/(с·кВт)	Удельный объем всасываемого пара, л/кг	Объемный расход, л/(с·кВт)	Теплота сжатия q_1, кДж/кг	Потребляемая мощность N_e, Вт/кВт	Холодильный коэффициент ε
4,23	10	116,85	8,56	40,91	0,350	14,79	126,60	7,90
3,63	5	115,07	8,69	47,49	0,412	17,23	149,73	6,68
3,09	0	112,94	8,85	55,39	0,490	20,10	177,89	5,62
2,61	—5	110,79	9,03	64,96	0,586	23,08	208,41	4,80
2,19	—10	108,60	9,21	76,65	0,705	26,19	241,21	4,15
1,83	—15	106,39	9,40	91,02	0,855	29,43	276,64	3,62
1,51	—20	104,15	9,60	108,85	1,044	32,81	314,98	3,17
1,24	—25	101,89	9,82	131,17	1,286	36,36	357,06	2,80
1,00	—30	99,61	10,04	159,38	1,600	40,07	402,30	2,49
0,81	—35	97,31	10,28	195,40	2,008	43,97	452,01	2,21
0,64	—40	95,01	10,53	241,91	2,547	48,07	506,18	1,98

(в л/с на 1 кВт холодопроизводительности); теоретическую мощность (в Вт на 1 кВт холодопроизводительности); общее количество отведенной в конденсаторе теплоты (в кВт на 1 кВт холодопроизводительности); холодильный коэффициент цикла.

Глава 8

ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ

ОТЛИЧИЕ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ЦИКЛА ОТ ЦИКЛА СО ВСАСЫВАНИЕМ НАСЫЩЕННОГО ПАРА

Действительные (реальные) холодильные циклы несколько отличаются от цикла со всасыванием насыщенного пара. Для цикла со всасыванием насыщенного пара принимаются допущения, которые неприемлемы для действительных циклов. Например, в цикле со всасыванием насыщенного пара не учитывается снижение давления в трубопроводах и испарителе, а также в конденсаторе при циркуляции через них хладагента. Не учитывается и влияние переохлаждения жидкости и перегрева всасываемого пара. Кроме того, условно принимается, что в компрессоре происходит изоэнтропное сжатие. Далее рассматриваются все эти моменты и подробно описывается их влияние на цикл[1].

Влияние перегрева всасываемого пара

В указанном выше цикле принимается, что всасываемый пар поступает к входному патрубку компрессора в виде

[1] Действительное изоэнтропное сжатие и его влияние на цикл рассматривается в главе 12.

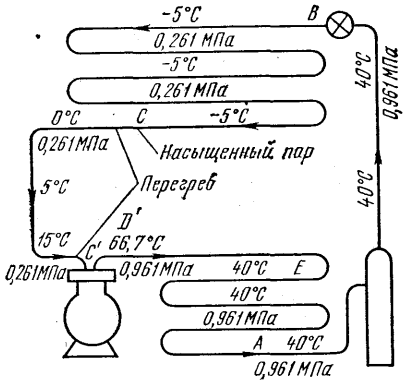


Рис. 8-1. Схема цикла с перегревом всасываемого пара (жидкость испаряется полностью в точке C, насыщенный пар продолжает поглощать теплоту от точки C до точки C', пар входит в компрессор в перегретом состоянии. Обратите внимание на высокую температуру нагнетания R12—точка D')

насыщенного пара при температуре и давлении кипения. Это происходит на практике очень редко. После кипения жидкого хладагента в испарителе холодный насыщенный пар обычно продолжает поглощать теплоту, в результате чего он перегревается еще до поступления в компрессор (рис. 8-1).

На диаграмме энтальпия — давление (рис. 8-2) сравнивается цикл со всасыванием насыщенного пара (точки A, B, C, D и E) с циклом, в котором всасываемый пар перегрет от —5 до 15°С (точки A, B, C', D' и E).

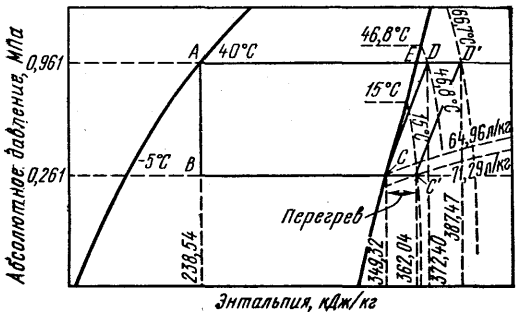


Рис. 8-2. Сравнение цикла насыщения с циклом перегрева всасываемого пара R12 на диаграмме энтальпия — давление

Если пренебречь незначительным снижением давления пара во всасывающем трубопроводе, то можно предположить, что давление всасываемого пара остается постоянным, т. е. после перегрева пара давление во всасывающем патрубке компрессора все еще равно давлению кипения в испарителе. При таком допущении можно определить точку C' на диаграмме энтальпия — давление, если провести линию из точки C параллельно линиям постоянного давления до точки пересечения с кривой постоянной температуры 15° С. Точку D' находят на пересечении линии, проведенной из точки C' параллельно линии постоянной энтропии, с линией постоянного давления, соответствующего давлению конденсации.

Параметры перегретого пара (см. рис. 8-2), определяемые из табл. 16-2, следующие.

В точке C': $p = 0{,}261$ МПа; $T = 15°$ С; $v = 71{,}29$ л/кг; $i = 362{,}04$ кДж/кг; $s = 1{,}6028$ кДж/(кг · К).

В точке D': $p = 0{,}961$ МПа; $T = 66{,}7°$С; $v = 21{,}05$ л/кг; $i = 387{,}47$ кДж/кг; $s = 1{,}6028$ кДж/(кг · К) (та же, что и для C').

Процесс, протекающий по линии C—C', на диаграмме энтальпия — давление обозначает перегрев всасываемого пара от —5 до 15°С при давлении кипения, а разность энтальпий пара в этих точках — количество теплоты, необходимой для перегрева 1 кг хладагента. При сравнении двух циклов интересно отметить следующее:

— теплота сжатия 1 кг хладагента несколько больше в цикле перегрева, чем в цикле насыщения. Теплота сжатия в цикле перегрева равна $i_{d'} - i_{c'} = 387{,}47$ кДж/кг — $362{,}04$ кДж/кг = $25{,}43$ кДж/кг. В цикле насыщения теплота сжатия составит $i_d - i_c = 372{,}4$ кДж/кг — $349{,}32$ кДж/кг = $23{,}08$ кДж/кг. В данном случае теплота сжатия 1 кг хладагента больше

в цикле перегрева: [(25,43 — — 23,08)/23,08] 100 = 10%;

— при одинаковых температуре и давлении конденсации температура нагнетаемого пара на выходе из компрессора значительно выше в цикле перегрева, чем в цикле насыщения. В данном случае она равна 66,7° С в цикле перегрева по сравнению с 46,75° С в цикле насыщения;

— в цикле перегрева необходимо отвести в конденсаторе большее количество теплоты от 1 кг хладагента, чем в цикле насыщения вследствие дополнительного количества теплоты, поглощаемой паром при перегреве, а также из-за незначительного увеличения теплоты сжатия. В цикле перегрева количество отведенной теплоты от 1 кг хладагента составляет $i_{d'} - i_a = 387{,}47$ кДж/кг — — 238,54 кДж/кг = 148,93 кДж/кг.

В цикле насыщения количество отведенной теплоты равно $i_d - i_a =$ 372,4 кДж/кг — 238,54 кДж/кг = 133,86 кДж/кг.

Для цикла перегрева это увеличение будет [(148,93 — 133,86)/133,86]100 = = 11,26%.

Обратите внимание, что дополнительное количество отведенной в конденсаторе теплоты — это полностью теплота перегрева. Количество отведенной скрытой теплоты на 1 кг хладагента одинаково в обоих циклах. Следовательно, в цикле перегрева необходимо отдать охлаждающей среде большее количество теплоты до начала процесса конденсации, бóльшая часть конденсатора используется для охлаждения нагнетаемого пара до температуры насыщения.

Принимая, что давление всасываемого пара остается постоянным при его перегреве, объем пара увеличивается с повышением температуры в соответствии с законом Шарля[1]. Поэтому удельный объем перегретого пара всегда больше объема насыщенного пара при том же давлении. Например, удельный объем всасываемого пара (см. рис. 8-2) при насыщении составляет 64,96 л/кг, а при перегреве до 15° С он увеличивается до 71,29 л/кг. Это означает, что, если пар перегрет, компрессор должен сжимать больший объем пара на 1 кг циркулирующего хладагента, чем в случае с насыщенным паром. По этой причине при перегреве пара до компрессора масса хладагента, нагнетаемая им, всегда меньше массы хладагента, если всасываемый пар поступает в компрессор в насыщенном состоянии при том же давлении.

Влияние перегрева всасываемого пара на холодопроизводительность машины и холодильный коэффициент зависит от способа и места перегрева пара в цикле, а также от того, создает ли полезное охлаждение теплота, поглощенная паром при его перегреве.

Перегрев пара без полезного охлаждения

Допустим сначала, что перегрев пара во всасывающем трубопроводе происходит таким образом, что не создается полезного охлаждения. Если это так, то удельная холодопроизводительность на единицу массы циркулирующего хладагента одинакова для циклов перегрева и насыщения, в которых температуры кипения и конденсации не изменяются. Поэтому массовый расход хладагента на единицу холодопроизводительности также одинаков для циклов перегрева и насыщения. Для обоих циклов массовый расход хладагента на 1 кВт холодопроизводительности составляет (см. рис. 8-2) $m = 1$ кВт/$(i_c - i_a) = 1$ кВт : : 110,79 кДж/кг = 0,00903 кг/с.

Удельный объем пара на входе в компрессор больше в цикле перегрева, чем в цикле насыщения, следовательно, объемный расход пара на единицу холодопроизводительности больше в цикле пе-

[1] Температура и объем не изменяются точно в соответствии с законом Шарля, так как пар хладагента не является идеальным газом.

регрева, чем в цикле насыщения. Для цикла, параметры которого показаны на рис. 8-2, удельный объем всасываемого пара в цикле насыщения составляет $v = 64{,}96$ л/кг.

Объем сжатого пара на 1 кВт $V = mv = 0{,}00903$ кг/с $\times$ 64,96 л/кг = 0,5866 л/с. Удельный объем всасываемого пара в цикле перегрева $v = 71{,}29$ л/кг. Объем сжатого пара на 1 кВт $V = mv = 0{,}00903$ кг/с $\times$ 71,29 л/кг = 0,6438 л/с. Увеличение объемного расхода пара в цикле перегрева равно $[(0{,}6438 - 0{,}5866)/0{,}5866]100 = 9{,}75\%$.

Это означает, что компрессор, работающий в цикле перегрева, должен иметь на 9,75% больше объемную холодопроизводительность, чем работающий в цикле насыщения.

Если массовый расход хладагента на единицу холодопроизводительности одинаков для обоих циклов и теплота сжатия на единицу массы больше в цикле перегрева, то мощность, расходуемая на единицу холодопроизводительности, больше в цикле перегрева, а холодильный коэффициент меньше. В цикле на рис. 8-2 мощность, расходуемая на 1 кВт в цикле насыщения, $N_e = m(i_d - i_c) = 0{,}00903$ кг/с $\times$ 23,08 кДж/кг = 0,20841 кВт.

Холодильный коэффициент $\varepsilon = (i_c - i_a)/(i_d - i_c) = 110{,}79$ кДж/кг/23,08 кДж/кг = 4,8.

Мощность, расходуемая на 1 кВт в цикле перегрева, $N_e = m(i_{d'} - i_{c'}) = 0{,}00903$ кг/с $\times$ 25,43 кДж/кг = 0,22963 кВт.

Холодильный коэффициент $\varepsilon = (i_c - i_a)/(i_{d'} - i_{c'}) = 110{,}79$ кДж/кг/25,43 кДж/кг = 4,3.

Таким образом, если пар перегревается и при этом не сопровождается полезным охлаждением, то его объемный расход, потребляемая мощность, а также количество отведенной в конденсаторе теплоты на единицу холодопроизводительности больше в цикле перегрева, чем в цикле насыщения. Это означает, что компрессор, его привод и конденсатор должны быть соответственно бо́льшей холодопроизводительности, мощности и поверхности в цикле перегрева, чем в цикле насыщения.

Перегрев пара, при котором происходит полезное охлаждение

Допустим теперь, что в процессе поглощения теплоты всасываемым паром происходит полезное охлаждение. При этом удельная холодопроизводительность больше на величину, равную величине перегрева. Удельная холодопроизводительность (см. рис. 8-2) для цикла перегрева равна

$$i_{c'} - i_a = 362{,}04 \text{ кДж/кг} - 238{,}54 \text{ кДж/кг} = 123{,}5 \text{ кДж/кг}.$$

Если удельная холодопроизводительность на единицу массы больше в цикле перегрева, чем в цикле насыщения, то массовый расход хладагента на единицу холодопроизводительности меньше. При массовом расходе циркулирующего хладагента на 1 кВт в цикле насыщения 0,00903 кг/с массовый расход на 1 кВт в цикле перегрева составит

$$1 \text{ кВт}/(i_{c'} - i_a) = 1 \text{ кВт} : 123{,}50 \text{ кДж/кг} = 0{,}0081 \text{ кг/с}.$$

Несмотря на то что удельный объем всасываемого пара и теплота сжатия на единицу массы больше в цикле перегрева, чем в цикле насыщения, объем сжимаемого пара на единицу холодопроизводительности и потребляемая мощность на единицу холодопроизводительности меньше в цикле перегрева, чем в цикле насыщения из-за снижения массового расхода. Объем всасываемого пара и потребляемая мощность на 1 кВт холодопроизводительности в цикле насыщения составляют 0,5866 л/с и 0,20841 кВт соответственно. В цикле перегрева объем сжимаемого пара на 1 кВт холодопроизводительности равен:

$$mv_{c'} = 0{,}0081 \text{ кг/с} \times 71{,}29 \text{ л/кг} = 0{,}5775 \text{ л/с}.$$

Мощность, потребляемая на 1 кВт холодопроизводительности, равна

$$N_e = m\,(i_{d'} - i_{c'}) = 0{,}0081 \text{ кг/с} \times$$
$$\times 25{,}43 \text{ кДж/кг} = 0{,}20598 \text{ кВт}.$$

Удельная холодопроизводительность и теплота сжатия в цикле перегрева больше, чем в цикле насыщения. Однако если в цикле перегрева увеличение удельной холодопроизводительности превышает увеличение теплоты сжатия, то холодильный коэффициент больше, чем в цикле насыщения. Холодильный коэффициент цикла насыщения равен 4,8 , а в цикле перегрева он следующий:

$$\varepsilon = (i_{c'} - i_a)/(i_{d'} - i_{c'}) =$$
$$= 123{,}46 \text{ кДж/кг} : 25{,}43 \text{ кДж/кг} = 4{,}85.$$

Ниже будет показано, что перегрев всасываемого пара в действительном цикле обычно осуществляется таким образом, что часть теплоты, поглощаемой паром при перегреве, отбирается из охлаждаемого объема и дополнительно его охлаждает. Другую часть теплоты пар получает после того, как он уходит из охлаждаемого объема, и поэтому не происходит полезного охлаждения. Повышение производительности машины в цикле перегрева примерно пропорционально произведенному полезному охлаждению.

Перегрев пара хладагента в линии всасывания обычно неизбежен и в большинстве случаев не влияет на холодопроизводительность машины, за исключением некоторых особых случаев. Небольшие частицы неиспарившейся жидкости уносятся всасываемым паром, если он без перегрева или с незначительным перегревом поступает непосредственно из испарителя во всасывающий патрубок компрессора. Этот пар называется влажным. Ниже показано, что влажный пар, всасываемый в цилиндр компрессора, отрицательно влияет на производительность компрессора. Если в компрессор всасывается значительное количество неиспарившейся жидкости из всасывающего трубопровода, то компрессор может быть серьезно поврежден вследствие гидравлического удара. Перегрев исключает возможность всасывания влажного пара в компрессор. Величина перегрева всасываемого пара в каждом случае зависит от того, где и как происходит перегрев, а также от используемого хладагента.

Перегрев всасываемого пара может происходить в одном из следующих мест или в нескольких из них одновременно в конце испарителя: во всасывающем трубопроводе, смонтированном в охлаждаемом объеме; во всасывающем трубопроводе, смонтированном снаружи охлаждаемого объема; в регенеративном теплообменнике.

Перегрев пара во всасывающем трубопроводе вне охлаждаемого объема

Когда холодный пар хладагента, выходящий из испарителя, перегревается во всасывающем трубопроводе вне охлаждаемого объема, то он поглощает теплоту из окружающего воздуха и полезного охлаждения не происходит. Уже указывалось, что перегрев всасываемого пара без производства полезного охлаждения снижает КПД цикла. Очевидно, что необходимо избегать перегрева пара во всасывающем трубопроводе вне охлаждаемого пространства.

Перегрев пара во всасывающем трубопроводе предотвращается теплоизоляцией. Будет ли сохранение КПД цикла достаточным основанием для дополнительных расходов на изоляцию всасывающего трубопровода, зависит в основном от производительности машины и температуры всасывания.

Перегрев обычно незначителен и его влияние на КПД цикла пренебрежимо мало при относительно высокой температуре кипения (4 или 5°С). Однако при низкой температуре кипения перегрев становится довольно значительным и возрастает его влияние на КПД цикла.

При низкой температуре кипения, когда КПД цикла уже мал, каждый градус перегрева вызывает большее сниже-

ние КПД, чем при повышении температуры кипения. Совершенно очевидно, что значительный перегрев во всасывающих трубопроводах установок, работающих при низких температурах кипения, вызывает существенное снижение КПД цикла, и в таких случаях следует изолировать всасывающий трубопровод, чтобы поддержать КПД цикла на рациональном уровне.

Независимо от производительности машины при высоких температурах кипения часто требуется изолировать всасывающий трубопровод для предотвращения обмерзания или запотевания линии. При прохождении холодного пара через всасывающий трубопровод температура трубопровода обычно становится ниже температуры точки росы окружающего воздуха. Влага конденсируется из воздуха на поверхность трубопровода, вызывая тем самым его обмерзание или запотевание. В любом случае обмерзание или запотевание трубопровода нежелательны и должны быть предотвращены изоляцией трубопровода.

Перегрев пара в охлаждаемом объеме

Перегрев пара в охлаждаемом объеме происходит в конце испарителя или во всасывающем трубопроводе, смонтированном в этом пространстве, или в том и другом месте сразу.

Для обеспечения нормальной работы регулятора расхода хладагента и предотвращения поступления жидкого хладагента в компрессор необходимо отладить регулятор таким образом, чтобы жидкость выкипела полностью до выхода из испарителя. Холодный пар в таких случаях продолжает поглощать теплоту и перегревается в конце испарителя. Теплота для перегрева пара отводится из охлаждаемого объема, и поэтому производится полезное охлаждение, увеличивается удельная холодопроизводительность (на единицу массы хладагента) на величину, равную количеству поглощенной теплоты при перегреве.

Ранее указывалось, что полезное охлаждение происходит при перегреве всасываемого пара, и КПД цикла несколько улучшается[1]. Необходимо подчеркнуть, что независимо от повышения КПД цикла перегрев всасываемого пара в испарителе неэкономичен и его всегда необходимо ограничить до величины, требуемой для нормальной работы регулятора расхода.

Теплопередача через стенки испарителя на один градус разности температур не столь велика для пара по сравнению с жидкостью, и производительность испарителя всегда снижается. Поэтому избыточный перегрев всасываемого пара в испарителе излишне снижает его производительность и приводит к работе испарителя при более низкой температуре кипения или к необходимости применения более крупного испарителя для обеспечения требуемой производительности. Нежелательность снижения температуры кипения очевидна из-за ее влияния на КПД цикла.

Определенный участок всасывающего трубопровода часто монтируют в охлаждаемом пространстве, единственным назначением которого является перегрев всасываемого пара (рис. 8-3). Этот участок трубопровода позволяет больше заполнять испаритель жидким хладагентом, а также избежать его поступления во всасывающий трубопровод и компрессор. Таким образом создается возможность перегрева всасываемого пара в охлаждаемом пространстве с увеличением КПД цикла и более полного использования поверхности испарителя. Кроме того, в некоторых случаях, в особенности когда температура кипения высокая, а относительная влажность наружного воздуха относительно низкая, перегрев всасываемого пара в

[1] Это действительно для машин на R12. Далее показано, что это имеет место не для всех хладагентов.

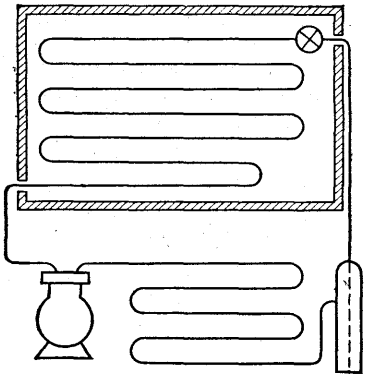


Рис. 8-3. Схема холодильной установки с перегревом всасываемого пара в охлаждаемом пространстве

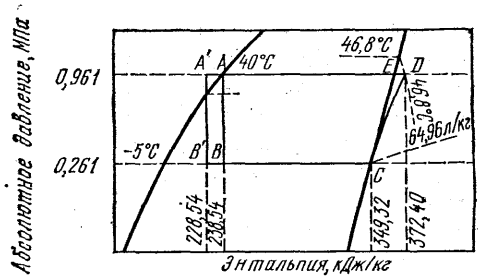


Рис. 8-4. Сравнение цикла с переохлаждением и простого цикла с насыщением R12 на диаграмме энтальпия — давление

охлаждаемом пространстве повышает температуру всасывающего трубопровода и предотвращает запотевание, исключая тем самым необходимость его изоляции. Однако перегрев всасываемого пара в охлаждаемом пространстве ограничивается температурой в данном пространстве. Обычно при достаточной длине трубопровода всасываемый пар может быть нагрет до температуры на два-три градуса ниже температуры пространства. Так, для пространства с температурой 5°С всасываемый пар может быть нагрет примерно до 2°С.

Влияние переохлаждения жидкости

На диаграмме энтальпия— давление (рис. 8-4) цикл насыщения сравнивается с циклом, в котором жидкость переохлаждается от 40 до 30°С перед регулятором расхода хладагента. Точки A, B, C, D и E обозначают цикл насыщения, а точки A', B', C, D и E — цикл переохлаждения.

Ранее указывалось, что удельная холодопроизводительность на единицу массы увеличивается, если жидкость переохлаждается до регулятора расхода. На рис. 8-4 увеличение удельной холодопроизводительности из-за переохлаждения — это разность между i_b и $i_{b'}$, равная разности между i_a и $i_{a'}$, обозначающей количество теплоты, отведенной от 1 кг жидкости при переохлаждении.

Удельная холодопроизводительность в цикле насыщения составляет

$$q_0 = 349{,}32 \text{ кДж/кг} - 238{,}53 \text{ кДж/кг} = 110{,}79 \text{ кДж/кг}.$$

Удельная холодопроизводительность в цикле переохлаждения равна

$$q_0 = 349{,}32 \text{ кДж/кг} - 228{,}54 \text{ кДж/кг} = 120{,}78 \text{ кДж/кг}.$$

Массовый расход хладагента на единицу производительности меньше в цикле переохлаждения, чем в цикле насыщения вследствие большей удельной холодопроизводительности на единицу массы.

Массовый расход хладагента на 1 кВт холодопроизводительности в цикле насыщения равен

$$m = 1 \text{ кВт} : 110{,}79 \text{ кДж/кг} = 0{,}00903 \text{ кг/с}.$$

Массовый расход в цикле переохлаждения составляет

$$m = 1 \text{ кВт} : 120{,}78 \text{ кДж/кг} = 0{,}00828 \text{ кг/с}.$$

Обратите внимание на то, что пар хладагента на входе в компрессор имеет одинаковые параметры в обоих циклах. Поэтому удельный объем пара на входе в компрессор одинаков в циклах насыщения и переохлаждения. Так как

массовый расход хладагента на единицу холодопроизводительности меньше в цикле переохлаждения, чем в цикле насыщения, то следует, что объем всасываемого компрессором пара на единицу производительности также меньше в цикле переохлаждения, чем в цикле насыщения.

В цикле насыщения удельный объем всасываемого пара $v_c = 64{,}96$ л/кг, а объем всасываемого пара на 1 кВт холодопроизводительности $V = mv_c = 0{,}00903$ кг/с $\times 64{,}96$ л/кг $= 0{,}5866$ л/с.

В цикле переохлаждения удельный объем всасываемого пара $v_c = 64{,}96$ л/кг, а объем пара на 1 кВт производительности $V = mv_c = 0{,}00828$ кг/с $\times 64{,}96$ л/кг $= 0{,}5379$ л/с.

Объемная производительность компрессора в цикле переохлаждения меньше, чем в цикле насыщения, так как объем сжимаемого пара на единицу холодопроизводительности меньше в цикле переохлаждения.

Обратите внимание, что теплота сжатия на единицу массы в цикле насыщения такая же, как и в цикле переохлаждения. Это означает, что увеличение удельной холодопроизводительности на единицу массы при переохлаждении происходит без увеличения расхода энергии на привод компрессора. Любое изменение в холодильном цикле, увеличивающее поглощение теплоты из охлаждаемого пространства без увеличения расхода энергии, повышает холодильный коэффициент цикла и снижает потребляемую мощность на единицу холодопроизводительности.

Ранее было определено, что холодильный коэффициент цикла насыщения равен 4,8, а потребляемая мощность на 1 кВт холодопроизводительности составляет 0,20841 кВт.

Холодильный коэффициент цикла переохлаждения

$$\varepsilon = (i_c - i_{a'})/(i_d - i_c) = (349{,}32 \text{ кДж/кг} - 228{,}54 \text{ кДж/кг})/(372{,}4 \text{ кДж/кг} - 349{,}32 \text{ кДж/кг}) = 5{,}23.$$

Мощность, потребляемая на 1 кВт холодопроизводительности,

$$N_e = m(i_d - i_c) = 0{,}00828 \text{ кг/с} \times 23{,}08 \text{ кДж/кг} = 0{,}1911 \text{ кВт}.$$

В данном случае холодильный коэффициент цикла переохлаждения больше, чем цикла насыщения $[(5{,}23 - 4{,}8)/4{,}8]100 = 9\%$.

Жидкий хладагент переохлаждается несколькими способами. Жидкий хладагент может переохлаждаться в ресивере или при прохождении через жидкостный трубопровод, отдавая теплоту окружающему воздуху (рис. 8-5). В некоторых случаях применяют специальный переохладитель (рис. 8-6). Увеличение производительности и КПД машины вследствие переохлаждения жидкости компенсирует дополнительные расходы на переохладитель, в особенности в низкотемпературных машинах.

Переохладитель жидкости может быть смонтирован последовательно или параллельно водяному конденсатору. При последовательном монтаже переохладителя охлаждающая вода сначала проходит через переохладитель, а затем через конденсатор, в результате чего самая холодная вода контактирует с переохлаждаемой жидкостью (см. рис. 8-6). Существуют некоторые сомнения в

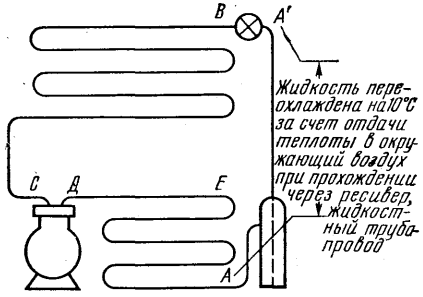


Рис. 8-5. Схема переохлаждения жидкого R12 в жидкостном трубопроводе:
A — насыщенная жидкость (p=0,961 МПа, t=40°C); *A'* — переохлажденная жидкость (p=0,961 МПа, t=30°C); *B* — парожидкостная смесь (p=0,261 МПа, t=—5°C); *C* — насыщенный пар (p=0,261 МПа, t=—5°C); Д — перегретый пар (p=0,961 МПа, t=46,8°C); *E* — насыщенный пар (p=0,961 МПа, t=40°C)

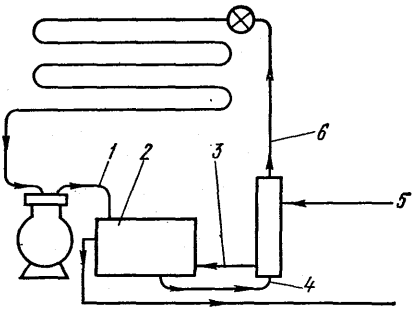


Рис. 8-6. Схема последовательного расположения переохладителя и конденсатора:
1 — горячий пар к конденсатору (p=0,961 МПа, t=46,8°С); *2* — водяной конденсатор (температура конденсации 40°С); *3* — вода из переохладителя в конденсатор (t=27°С); *4* — жидкий хладагент в переохладитель (t=40°С); *5* — вода из градирни или водопровода (t=24°С); *6* — переохлажденный жидкий хладагент к регулятору расхода (p=0,961 МПа, t=30°С)

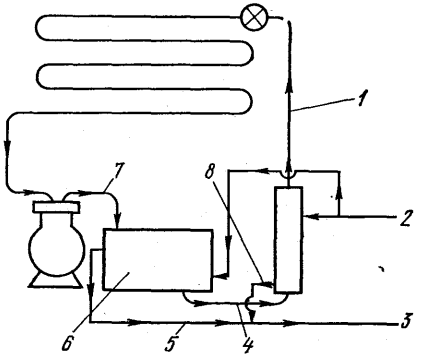


Рис. 8-7. Схема параллельного расположения конденсатора и переохладителя:
1 — переохлажденная жидкость к регулятору расхода; *2* — вода из градирни; *3* — вода в градирню; *4* — насыщенная жидкость к переохладителю; *5* — вода из конденсатора; *6* — водяной конденсатор; *7* — горячий пар в конденсатор; *8* — вода из переохладителя

полезности последовательного монтажа переохладителя и конденсатора. Охлаждающая вода нагревается теплотой, поглощенной в переохладителе, и поступает в конденсатор при более высокой температуре. Поэтому температура конденсации цикла повышается. Следовательно, увеличение КПД системы при переохлаждении жидкого хладагента несколько снижается из-за повышения температуры конденсации.

При параллельном монтаже переохладитель не влияет на температуру воды, поступающей в конденсатор (рис. 8-7). Производительность водяного насоса конденсатора, однако, должна быть увеличена при включении в систему переохладителя независимо от способа его монтажа. Если не сделать этого, то уменьшается количество воды, циркулирующей через конденсатор, и температура конденсации цикла повышается, вследствие чего будут утрачены те преимущества, которые можно получить от применения переохладителя.

Если используется воздушный конденсатор, то переохладитель жидкости является обычно составной частью конденсатора, и жидкость охлаждается, отдавая теплоту воздуху, обдувающему аппарат.

Регенеративные теплообменники

Другой способ переохлаждения жидкости заключается в теплообмене между жидкостью и холодным всасываемым паром, поступающим в компрессор. Холодный всасываемый пар проходит в регенеративном теплообменнике противотоком к теплому жидкому хладагенту, протекающему через жидкостный тру-

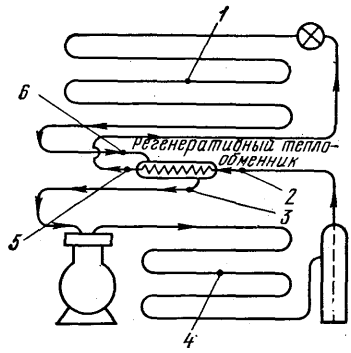


Рис. 8-8. Схема холодильного цикла с регенеративным теплообменником:
1 — парожидкостная смесь с температурой кипения —5°С; *2* — насыщенная жидкость с температурой 40°С; *3* — перегретый всасываемый пар с температурой 15°С; *4* — температура конденсации 40°С; *5* — переохлажденная жидкость с температурой 28°С; *6* — насыщенный всасываемый пар с температурой —5°С

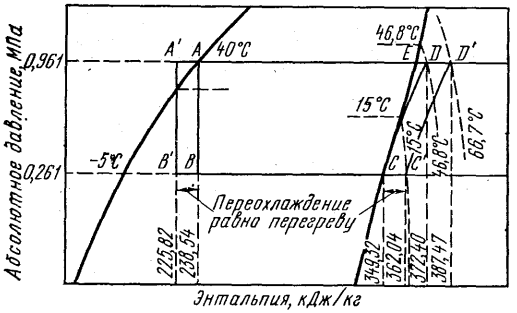


Рис. 8-9. Сравнение цикла насыщения с циклом с регенеративным теплообменником на диаграмме энтальпия — давление (величина переохлаждения жидкости равна величине перегрева пара R12)

бопровод к регулятору расхода (рис. 8-8). Проходя через теплообменник, холодный всасываемый пар поглощает теплоту от теплой жидкости. Она переохлаждается, перегревая пар, а так как теплота, поглощенная паром при перегреве, отбирается у жидкости, то ее количество равно количеству теплоты, отобранной паром. В каждом из рассмотренных до сих пор способов переохлаждения теплота, отданная переохлаждающейся жидкостью, передается внешней для машины среде. В регенеративном теплообменнике теплота, отдаваемая переохлаждающейся жидкостью, поглощается всасываемым паром и остается в системе.

На диаграмме энтальпия — давление (рис. 8-9) цикл насыщения сравнивается с циклом, в котором используется регенеративный теплообменник. Точки *A*, *B*, *C*, *D* и *E* обозначают цикл насыщения, а точки *A'*, *B'*, *C'*, *D'* и *E* — цикл с теплообменником, в котором всасываемый пар перегревается от —5 до 15°С.

Количество теплоты, поглощаемое в теплообменнике одним килограммом пара, равно

$$q_{то} = i_{c'} - i_c = 362{,}04 \text{ кДж/кг} - 349{,}32 \text{ кДж/кг} = 12{,}72 \text{ кДж/кг}.$$

Количество теплоты, отданной жидкостью в теплообменнике при переохлаждении $i_a - i_{a'}$, равно количеству теплоты, поглощенной паром при перегреве $i_{c'} - i_c$, т. е. 12,72 кДж/кг. Удельная холодопроизводительность цикла с теплообменником составляет

$$q_0 = i_c - i_{a'} = 349{,}32 \text{ кДж/кг} - 225{,}82 \text{ кДж/кг} = 123{,}5 \text{ кДж/кг}.$$

Теплота сжатия цикла с теплообменником

$$q = i_{d'} - i_{c'} = 387{,}47 \text{ кДж/кг} - 362{,}04 \text{ кДж/кг} = 25{,}43 \text{ кДж/кг}.$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = (i_c - i_{a'})/(i_{d'} - i_{c'}) = 123{,}50 \text{ кДж/кг} : 25{,}43 \text{ кДж/кг} = 4{,}86.$$

Холодильный коэффициент цикла насыщения равен 4,8, поэтому холодильный коэффициент цикла с теплообменником отличается от цикла насыщения только на 1,25%: [(4,86 — 4,8)/4,81]100 = = 1,25%.

В зависимости от обстоятельств холодильный коэффициент цикла с теплообменником может быть больше, меньше или равен коэффициенту цикла насыщения в одинаковом диапазоне давлений. В любом случае разность пренебрежимо мала, и очевидно, что преимущества от переохлаждения жидкости в теплообменнике почти сводятся на нет из-за отрицательного влияния перегрева пара. Теоретически использование теплообменника не может быть оправдано увеличением холодопроизводительности и КПД системы. Однако в действительности холодильная машина не может работать в цикле насыщения.

Всасываемый пар в действительном цикле всегда перегревается до начала процесса сжатия. Это происходит даже в том случае, если нет перегрева ни в испарителе, ни во всасывающем трубопроводе, и пар подается в компрессор при температуре парообразования. Когда холодный пар всасывается в компрессор, он также перегревается, поглощая

теплоту от горячих стенок цилиндра. Это влияет на КПД цикла почти в такой же степени, как и перегрев во всасывающем трубопроводе без полезного охлаждения[1].

Ранее перечислялись недостатки перегрева всасываемого пара без полезного охлаждения. Если перегрев пара в действительном цикле неизбежен независимо от того, применяется теплообменник или нет, то любые средства, обеспечивающие перегрев пара с полезным охлаждением, целесообразны. Следовательно, ценность теплообменника заключается в том, что он обеспечивает перегрев пара с полезным охлаждением. Влияние теплообменника на КПД оценивается поэтому только сравнением цикла с регенеративным теплообменом с циклом, в котором пар перегревается без полезного охлаждения.

Максимальная величина теплообмена между жидкостью и паром в теплообменнике зависит от начальных температур жидкости и пара на входе в теплообменник и длительности их контакта друг с другом.

Чем больше разность температур, тем выше величина теплообмена. Так, чем ниже температура кипения и выше температура конденсации, тем больше величина возможного теплообмена. Теоретически, если две среды находятся в контакте достаточно длительное время, они выходят из теплообменника с одинаковой температурой. В практических условиях это невозможно. Однако чем больше времени две среды находятся в контакте друг с другом, тем больше сближаются их температуры. Удельная теплоемкость пара меньше, чем у жидкости, и потому температура пара всегда повышается больше, чем снижается температура жидкости. Например, удельная теплоемкость жидкого R12 приблизительно равна 1,04 кДж/(кг · К), а удельная теплоемкость пара — 0,64 кДж/(кг · К). Это означает, что понижение температуры жидкости приблизительно составляет 62% (0,64/1,04) от повышения температуры пара, т. е. на каждые 20°С повышения температуры пара температура жидкости понижается на 12,2°С.

В цикле с теплообменником (см. рис. 8-9) пар, перегреваясь от —5 до 15°С, поглощает 12,72 кДж/кг. Допуская, что весь перегрев происходит в теплообменнике, количество теплоты, отданной жидкости, равно 12,72 кДж/кг, и поэтому температура жидкости (12,72/1,04) при прохождении ее через теплообменник понижается на 12,2°С.

Влияние снижения давления из-за трения хладагента

Давление хладагента снижается при прохождении через трубопроводы, испаритель, конденсатор, ресивер, вентили и компрессор из-за внутреннего (в самой жидкости) и внешнего (о поверхности) трения (рис. 8-10).

Диаграмма энтальпия — давление действительного цикла (рис. 8-11) показывает потери давления в различных частях системы. Цикл насыщения представлен для сравнения, в целях упрощения не показаны ни перегрев, ни переохлаждение.

Линия B'—C' характеризует процесс кипения в испарителе, в котором из-за трения давление хладагента снижается на 0,035 МПа. Если давление и температура насыщения парожидкостной смеси на входе в испаритель 0,279 МПа и —3°С соответственно, то давление насыщенного пара на выходе из испарителя составляет 0,244 МПа, что соответствует температуре насыщения

[1] Некоторые преимущества проявляются и при перегреве пара в компрессоре: когда всасываемый пар поглощает теплоту от стенок цилиндра, их температура несколько снижается. Это изменение незначительно, и его трудно оценить; когда используется герметичный компрессор со встроенным электродвигателем, пар должен всасываться в компрессор при относительно низкой температуре для охлаждения обмотки электродвигателя.

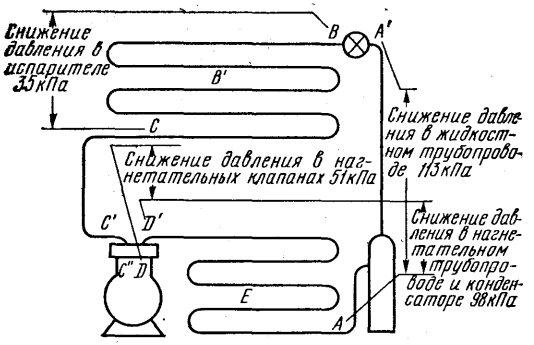


Рис. 8-10. Схема, показывающая влияние снижения давления в различных точках системы (величины снижения давления для наглядности увеличены):

A—p=0,961 МПа (температура насыщения, соответствующая этому давлению, t_s=40°C); *A'*—p=0,848 МПа (t_s=35°C); *B*—p=0,279 МПа (t_s=—3°C); *B'* — среднее давление кипения p_0=0,261 МПа (средняя температура кипения t_0=—5°C); *C*—p=0,244 МПа (t_s=—7°C); *D*—p=1,11 МПа (t_s=46°C); *D'*—p=1,059 МПа (t_s=44°C); *E* — среднее давление конденсации $p_к$=1,009 МПа (средняя температура конденсации $t_к$=42°C)

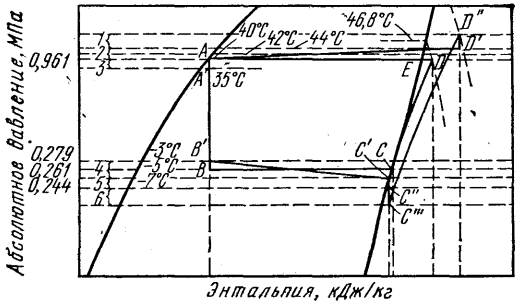


Рис. 8-11. Диаграмма энтальпия— давление холодильного цикла, показывающая влияние снижения давления хладагента R12 в различных узлах системы (цикл насыщения приведен для сравнения):

1 — в нагнетательных клапанах компрессора; *2* — в нагнетательном трубопроводе и конденсаторе; *3* — в жидкостном трубопроводе; *4* — в испарителе; *5* — во всасывающем трубопроводе; *6* — во всасывающих клапанах компрессора

—7°C. Средняя температура кипения хладагента в испарителе (—5°C) в цикле со снижением давления всасывания равна температуре кипения в цикле насыщения.

В результате снижения давления в испарителе пар выходит из него при более низких давлении и температуре насыщения и с бóльшим удельным объемом.

Удельная холодопроизводительность на единицу массы и массовый расход хладагента на единицу производительности приблизительно одинаковы в обоих циклах, но объемный расход пара на единицу производительности больше в цикле со снижением давления из-за бóльшего удельного объема. Кроме того, степень сжатия пара выше вследствие более низкого давления пара на выходе из испарителя. Поэтому потребляемая мощность на единицу производительности также больше.

Кривая *C'—C''* обозначает снижение давления всасываемого пара во всасывающем трубопроводе от испарителя до входа в компрессор. Пар всасывается в компрессор также при более низком давлении и с меньшей плотностью вследствие снижения давления во всасывающем трубопроводе. При этом увеличиваются объемный расход пара и потребляемая мощность на единицу производительности.

Очевидно, что снижение давления в испарителе и во всасывающем трубопроводе должно быть минимальным, чтобы получить оптимальный КПД цикла. Это относится также к теплообменникам и любым другим вспомогательным устройствам, монтируемым на всасывающем трубопроводе.

Снижения давлений на рис. 8-11 увеличены для четкости. В хорошо сконструированном испарителе снижение давления обычно ограничивается диапазоном от 10 до 20 кПа. В идеально сконструированном всасывающем трубопроводе снижение давления не должно вызывать понижения температуры насыщения более чем на 1 К.

Кривая *C'' — C'''* характеризует снижение давления всасываемого пара при прохождении через всасывающие клапаны и каналы в компрессоре до

цилиндра. Равные величины снижения давления в клапанах и каналах на стороне всасывания компрессора и во всасывающем трубопроводе влияют одинаковым образом на КПД цикла. Хорошая конструкция характеризуется минимально возможным уровнем снижения давления.

Кривая $C''' — D''$ соответствует процессу сжатия в цикле со снижением давления. Обратите внимание, что пар сжимается в цилиндре до давления, величина которого значительно выше среднего давления конденсации. Ниже показано, что пар выталкивается из цилиндра, преодолевая давление конденсации и дополнительное давление, создаваемое пружинами нагнетательных клапанов.

Кривая $D''—D'$ обозначает снижение давления пара, обусловленное открытием нагнетательных подпружиненных клапанов и трением пара в нагнетательных каналах компрессора.

Кривая $D'—A$ характеризует снижение давления хладагента в нагнетательном трубопроводе и конденсаторе. Часть кривой $D'—A$, обозначающей прохождение пара через нагнетательный трубопровод, может быть различной длины, так как нагнетательный трубопровод монтируют длинным или коротким в зависимости от условий. Любое снижение давления на стороне нагнетания компрессора (в нагнетательных клапанах и каналах, в нагнетательном трубопроводе и в конденсаторе) повышает давление нагнетания, увеличивая тем самым теплоту сжатия и потребляемую мощность на единицу производительности.

Кривая $A — A'$ соответствует снижению давления хладагента, проходящего через ресивер и жидкостный трубопровод. Хладагент находится в точке A в виде насыщенной жидкости, и поэтому температура жидкости понижается с уменьшением давления. Если жидкость не переохлаждается с передачей теплоты внешней среде при снижении ее давления, то часть жидкости мгновенно испарится в жидкостном трубопроводе для соответствующего охлаждения остальной массы жидкости. Обратите внимание на то, что точка A' находится в зоне фазового изменения хладагента. Это свидетельствует о том, что часть хладагента в указанной точке находится в виде пара.

Снижение давления в жидкостном трубопроводе не влияет на КПД цикла, несмотря на мгновенное испарение жидкости и перепад температуры, совпадающие со снижением давления в жидкостном трубопроводе. В любом случае давление и температура жидкости должны быть понижены до состояния парообразования на входе в испаритель. Тот факт, что это частично происходит в жидкостном трубопроводе, а не в регуляторе расхода хладагента, не влияет непосредственно на КПД системы. Однако производительность жидкостного трубопровода и регулятора расхода снижаются. Кроме того, проход пара через регулятор расхода хладагента может вызвать эрозию иглы и седла клапана.

Обычно в жидкостном трубопроводе происходит достаточное переохлаждение жидкости даже без использования теп-

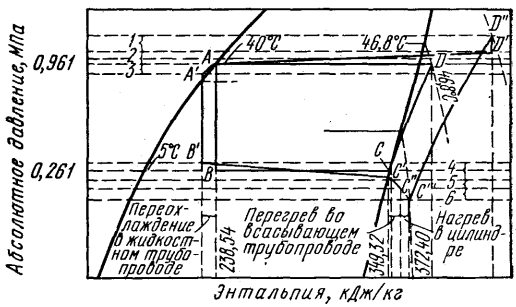


Рис. 8-12. Диаграмма энтальпия—давление действительного холодильного цикла, показывающая влияние переохлаждения, перегрева, а также снижения давления хладагента R12 (цикл насыщения приведен для сравнения):

1 — в нагнетательных клапанах компрессора; *2* — в нагнетательном трубопроводе и конденсаторе; *3* — в жидкостном трубопроводе; *4* — в испарителе; *5* — во всасывающем трубопроводе; *6* — во всасывающих клапанах компрессора

лообменника для предотвращения мгновенного испарения жидкости, если снижение давления в трубопроводе не слишком велико. Жидкость обычно не испаряется в жидкостном трубопроводе, если давление снижается не более чем на 35 кПа.

Влияние снижения давления в трубопроводах и других частях системы рассматривается более подробно в соответствующих главах.

Диаграмма энтальпия — давление стандартного холодильного цикла на рис. 8-12, показывающая совместное влияние снижения давления, переохлаждения и перегрева, сравнивается с диаграммой энтальпия — давление цикла насыщения.

Глава 9
ОБЗОР ПРИМЕНЕНИЯ ХОЛОДА И ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

ИСТОРИЯ И МАСШТАБЫ ПРИМЕНЕНИЯ ХОЛОДА

На начальной стадии машинного охлаждения оборудование было громоздким, дорогостоящим и малоэффективным. Кроме того, оно требовало постоянного присутствия механика или инженера по эксплуатации, что ограничивало применение машинного охлаждения только на заводах по производству льда, мясоперерабатывающих предприятиях и на больших холодильниках для хранения продуктов.

В течение нескольких десятилетий холодильная техника превратилась в гигантскую и быстрорастущую промышленность, какой она является сегодня. Несколько причин способствовали этому бурному росту. Во-первых, при развитии высокоточных методов производства стало возможно изготовление более эффективного оборудования с меньшими габаритными размерами. Создание «безопасных» хладагентов и изобретение электродвигателя мощностью менее 0,7 кВт привело к разработке небольших холодильных агрегатов, которые в настоящее время широко используются, например в домашних холодильниках и морозильниках, небольших кондиционерах и торговом холодильном оборудовании.

Мало людей вне сферы холодильной промышленности представляют себе значительную роль холодильной техники в создании высокотехнического общества, и они не представляют себе степени зависимости общества от машинного холода для самого его существования. Например, без машинного охлаждения было бы невозможно сохранить достаточное количество продуктов для питания растущего городского населения. Кроме того, невозможно было бы находиться в летние месяцы из-за жары во многих больших зданиях, в которых располагаются торговые и промышленные предприятия, если бы в них не было кондиционирования воздуха, осуществляемого с помощью холодильного оборудования.

В дополнение к хорошо известным случаям применения холода, как, например, для комфортного кондиционирования воздуха, для обработки, замораживания, хранения, перевозки и демонстрации скоропортящихся продуктов, машинное охлаждение используется также при обработке и производстве почти всех товаров. Новых процессов и изделий, появившихся в результате применения машинного холода, множество. Например, с помощью холода стало возможным строительство крупных плотин, которые необходимы для создания ирригационных систем и гидроэлектростанций. Холод позволяет осуществлять строительство дорог и тунелей, а также фундаментных и шахтных колодцев в неустойчивых грунтах. Применение холода способствовало началу производства пластмасс и синтетического каучука, а также многих новых и полезных материалов и изделий. С помощью машинного охлаждения пекари выпускают больше батонов хлеба из одного килограмма муки, изготовители текстильных изделий и бумаги повышают эффективность работы оборудования и выпускают больше продукции; улучшилась закалка стали для производства станков. Существуют сотни способов использования машинного холода, и их количество увеличивается с каждым годом. Единственный сдерживающий фактор, замедляющий в настоящее время развитие холодильной промышленности, — это недостаточное количество квалифицированного персонала.

КЛАССИФИКАЦИЯ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Для удобства изучения холодильное оборудование делят на шесть общих типов: бытовое, торговое, промышленное, морское и транспортное, оборудование для комфортного кондиционирования воздуха, оборудование для промышленного кондиционирования воздуха. В последующем материале книги показано, что границы этих групп точно не определены.

Бытовое холодильное оборудование

Бытовое холодильное оборудование ограничивается в основном домашними холодильниками и морозильниками. Однако вследствие большого количества работающих агрегатов бытовое холодильное оборудование представляет значительную часть холодильной промышленности.

Бытовые агрегаты обычно небольшого размера с номинальной мощностью от 35 до 375 Вт. Это оборудование герметичного типа. Применение этого оборудования не будет рассматриваться здесь подробно, так как оно знакомо всем, но вопросы, связанные с конструкцией и обслуживанием этих агрегатов, освещены в соответствующих главах.

Торговое холодильное оборудование

Торговое холодильное оборудование включает вопросы конструирования, монтажа и обслуживания агрегатов, используемых в магазинах, ресторанах, гостиницах и других предприятиях для хранения, демонстрации, обработки и продажи всех видов скоропортящихся продуктов. Торговое оборудование описывается несколько подробнее в конце этой главы.

Промышленное холодильное оборудование

Промышленное холодильное оборудование часто путают с торговым, так как нет четкого их подразделения. Как правило, промышленное оборудование крупнее торгового, и его отличительной чертой является необходимость постоянного присутствия инженера по эксплуатации. Промышленное оборудование применяется на льдоделательных заводах, крупных предприятиях по переработке продуктов (мяса, рыбы, птицы, замороженных продуктов и т. д.), на пивоваренных предприятиях, молокозаводах, а также на промышленных предприятиях, например нефтеперерабатывающих и химических заводах, на заводах по производству резинотехнических изделий и др. Промышленное холодильное оборудование используется также в строительной промышленности.

Морское и транспортное холодильное оборудование

Оборудование этой категории можно отнести частично к группе торгового и частично к группе промышленного оборудования. Однако специализация в этих областях достигла такого развития, что требует особого рассмотрения.

Морское холодильное оборудование, конечно, включает оборудование на борту морских судов, например на рыболовных судах, судах, транспортирующих скоропортящиеся продукты, а также холодильное оборудование для хранения продуктов на судах всех типов.

Транспортное холодильное оборудование включает оборудование авторефрижераторного транспорта для дальних и местных перевозок, а также холодильного железнодорожного транспорта (типовой кузов авторефрижератора см. на рис. 11-5).

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

Кондиционирование воздуха предназначено для регулирования состояния воздуха в определенном ограниченном пространстве, включая не только температуру воздуха, но и влажность, циркуляцию, фильтрацию и очистку воздуха.

Оборудование для кондиционирования воздуха делится на два типа в зависимости от назначения, т. е. для комфортного или промышленного кондиционирования. Комфортное кондиционирование воздуха — это кондиционирование в целях создания комфортных условий для организма человека, например, в жилых домах, школах, конторах, гостиницах, магазинах, общественных зданиях, на фабриках и заводах, в автомобилях, автобусах, поездах, самолетах, на судах и т. д.

Кондиционирование воздуха, которое не предназначено для создания комфортных условий, называется промышленным кондиционированием. Это не означает, что оно не может служить также для создания комфортных условий одновременно со своим основным назначением.

Разнообразие применения промышленного кондиционирования почти не ограниче-

но. Оно применяется для регулирования влагосодержания гигроскопичных материалов, регулирования интенсивности химических и биохимических реакций, ограничения теплового расширения и сжатия различных изделий в процессе прецизионного изготовления, подачи чистого отфильтрованного воздуха, который часто является важнейшим фактором обеспечения надежной работы в производстве высококачественных изделий и продуктов.

ХРАНЕНИЕ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

Машинное охлаждение используется наиболее широко для хранения скоропортящихся товаров, в частности пищевых продуктов, в связи с чем этому вопросу необходимо уделить особое внимание при изучении холодильной техники.

Хранение пищевых продуктов в настоящее время является более важной проблемой, чем когда-либо ранее в истории человечества. Современное огромное городское население требует колоссального количества пищевых продуктов, которые в подавляющем объеме производятся и обрабатываются в отдаленных сельских районах. Естественно, эти продукты необходимо сохранить при перевозке и последующем длительном хранении до их потребления. Хранение может продолжаться часы, сутки, недели, месяцы, а иногда даже и годы. Многие продукты, в частности фрукты и овощи, отличаются сезонным характером, так как они производятся только в определенное время года. Необходимо предусмотреть соответствующее хранение для круглогодичного снабжения ими населения.

Вопрос сохранения пищевых продуктов уже с давних времен является важнейшей проблемой, так как это вопрос жизни или смерти. Почти с самого начала существования человечества проводился поиск способов сохранения продуктов в сезоны изобилия для того, чтобы выжить в периоды их недостатка. Естественно, что человек нашел и развил такие способы сохранения продуктов, как сушка, копчение, маринование и засолка, хотя он не знал причин порчи продуктов. Эти довольно простые способы все еще широко используются в настоящее время не только в отсталых обществах, не имеющих других средств, но также в высокоразвитых, в которых они дополняют более современные способы сохранения пищевых продуктов. Например, миллионы килограммов обезвоженных (сушеных) фруктов, молока, яиц, рыбы, мяса, картофеля и др. потребляются ежегодно наряду с копчеными, маринованными и солеными продуктами, такими, как окорок, бекон, колбаса и т. д. Несмотря на то что эти старые способы пригодны для сохранения некоторых видов пищевых продуктов и часто приводят к созданию необычных и вкусных продуктов, которые иначе были бы недоступны, они тем не менее имеют некоторые недостатки, которые ограничивают их применение. В результате обработки этими способами внешний вид и вкус продуктов часто резко меняются, что во многих случаях делает их непригодными, и потому эти способы нельзя считать универсальными для сохранения всех видов пищевых продуктов. Кроме того, качество продуктов, обработанных этими способами, ограничено во времени. Если продукт должен быть сохранен в течение неопределенного или длительного времени, необходимо использовать другие способы хранения.

Изобретение микроскопа и последующее обнаружение микроорганизмов в качестве основной причины порчи продуктов привело к развитию консервирования еще в начале XIX века. Изобретение консервирования дало возможность сохранять продукты в течение длительного времени. Преимуществом консервированных продуктов является почти полное отсутствие порчи, легкость обработки, удобство в перевозке и хранении. В настоящее время способ консервирования занимает первое место среди всех других способов сохранения продуктов. Главный недостаток консервирования заключается в том, что консервированные продукты должны быть подвергнуты стерилизации, в результате чего они проходят через процесс тепловой обработки. Поэтому, хотя консервированные продукты нередко отличаются своеобразным и приятным вкусом, они значительно отличаются от свежих.

Единственным средством сохранения продукта в его первоначальном свежем состоянии является его охлаждение. Это, конечно, принципиальное преимущество холода перед всеми другими способами сохранения продуктов. Охлаждение, однако, тоже имеет определенные недостатки. Например, когда продукт сохраняется с помощью холода, процесс охлаждения должен быть начат сразу после уборки урожая или забоя скота или птицы. Причем он должен продолжаться до потребления продуктов. Для осуществления этого требуется относительно дорогостоящее и громоздкое оборудование, что во многих случаях неудобно и неэкономично.

Очевидно, нет ни одного способа, который был бы оптимальным во всех случаях. Выбор способа зависит от ряда факторов, например вида продукта, длительности его хранения, наличия транспортных средств и оборудования для хранения. Очень часто для получения требуемых результатов необходимо применение нескольких способов одновременно.

УХУДШЕНИЕ КАЧЕСТВА И ПОРЧА ПРОДУКТОВ

Глубокие знания причин ухудшения качества и порчи являются обязательной предпосылкой к изучению способов сохранения продуктов, для предотвращения или замедления ухудшения качества и порчи независимо от способа хранения.

В самом начале следует признать, что существуют неодинаковые степени качества и все продукты проходят через разные стадии его ухудшения до того, как они станут непригодными для употребления. В большинстве случаев необходимо не только сохранить продукт годным для употребления, но и его внешний вид, запах, вкус и содержание витаминов, т. е. с оптимальным уровнем качества. За исключением некоторых обработанных продуктов, это означает сохранение продукта в свежем виде.

Любое ухудшение качества, которое приводит к заметному изменению внешнего вида, запаха или вкуса свежих продуктов, снижает их коммерческую ценность и приносит экономический ущерб. Пищевые качества таких продуктов, как вялые овощи или перезрелые фрукты, ухудшились незначительно, но нежелательное изменение их внешнего вида вынуждает продавать их по сниженным ценам. Кроме того, они уже начинали портиться, сохраняемость их значительно снизилась, и потому их необходимо незамедлительно обработать или использовать, иначе они испортятся окончательно.

По совершенно очевидным причинам сохранение содержания витаминов на возможно более высоком уровне всегда является важным фактором при обработке и хранении всех пищевых продуктов. В настоящее время, например, пекари и работники молочной промышленности добавляют витамины для возмещения тех, которые были утрачены при обработке. Если свежие овощи, фрукты и фруктовые соки не обрабатываются и не хранятся соответствующим образом, то они быстро теряют витамины. Потери витаминов не всегда заметны, но во многих свежих продуктах это обычно сопровождается заметным изменением внешнего вида, запаха или вкуса, например при увядании лиственных зеленных овощей.

В большинстве случаев ухудшение качества и последующая порча пищевых продуктов обусловлены рядом сложных химических изменений, происходящих в продукте после уборки урожая или забоя скота и птицы. Эти химические изменения вызываются внутренними и внешними возбудителями. Первые — это естественные ферменты, наличие которых присуще всем органическим веществам, а вторые — микроорганизмы, размножающиеся как внутри продукта, так и на его поверхности. Любой из этих возбудителей может вызвать полную порчу продукта, однако в большинстве случаев она происходит в результате их совместного действия. Если необходимо соответствующим образом сохранить продукт, то в любом случае надо исключить или эффективно контролировать активность возбудителей порчи.

Ферменты

Ферменты — это сложные белковые химические вещества. Роль ферментов еще не выяснена полностью, но можно утверждать, что они катализируют химические изменения в органических веществах. Существует много различных видов ферментов, и каждый из них характеризуется тем, что вызывает одну особую химическую реакцию. Например, фермент лактаза известен тем, что преобразует лактозу (молочный сахар) в молочную кислоту.

Ферменты активно участвуют во всех химических процессах, происходящих в живых организмах, и нормально присутствуют во всех органических веществах (в клеточной ткани всех растений и животных, живых и неживых). Они вырабатываются всеми живыми клетками и способствуют выполнению различных функций, например дыхания, пищеварения, роста, воспроизводства. Ферменты имеют важное значение для прорастания семян, роста растений и животных, созревания фруктов и течения пищеварительных процессов животных и человека. Однако существуют катаболические и анаболические ферменты, которые разрушают мертвую и поддерживают живую клеточную ткань. Ферменты в первую очередь ответственны за распад и разложение всех органических веществ, например гниение мяса и рыбы, порчу фруктов и овощей.

Независимо от катаболического или анаболического действия ферменты почти всегда разрушающе действуют на скоропортящиеся продукты. Поэтому, за исключением некоторых особых случаев, когда ферментация является частью обработки, ферментное действие должно быть полностью исключено или жестко ограничено. Ферменты очень чувствительны к состоянию окружающей среды, в особенности к температуре, кислотности или щелочности, что обеспечивает практические возможности контроля ферментной активности.

Ферменты разрушаются полностью под действием высокой температуры, изменяющей состав органического вещества, в котором они существуют. Большинство ферментов разрушается при температуре выше 71° С, и поэтому при варке продуктов они инактивируются. Ферменты очень стойки к низким

температурам, и они полностью не теряют активности даже при температуре ниже —20° С. Хорошо известно, однако, что интенсивность химической реакции замедляется с понижением температуры. Следовательно, несмотря на то что ферменты не разрушились, их активность значительно уменьшается при низкой температуре, в особенности при температурах ниже точки замерзания воды.

Ферментная деятельность максимальна в присутствии свободного кислорода (например, в воздухе) и уменьшается при снижении его притока.

Одни ферменты наиболее активны в кислотной среде, а другие предпочитают нейтральную или щелочную среду. Ферменты, которые активны в кислотной среде, разрушаются под действием щелочи, и наоборот, те, которые активны в щелочной среде, разрушаются под действием кислоты.

Органические вещества могут быть полностью разрушены или разложены своими собственными естественными ферментами. Это процесс автолиза (саморазрушения), который происходит редко. Более часто ферменты, выделяемые микроорганизмами, усиливают разрушительную активность естественных ферментов.

Микроорганизмы

К микроорганизмам относится большая группа мельчайших живых существ микроскопического и субмикроскопического размера, из которых следующие три представляют наибольший интерес при изучении вопросов сохранения пищевых продуктов: бактерии, дрожжи, микроскопические грибы (плесени). Микроорганизмы содержатся в воздухе, земле, воде, внутри и на поверхности растений и животных и в любом другом месте, где условия жизни пригодны для их выживания. Они одновременно полезны и вредны для человека. С одной стороны, их рост внутри и на поверхности скоропортящихся продуктов вызывает сложные химические превращения, следствием которых являются нежелательные изменения вкуса, запаха, внешнего вида. Кроме того, некоторые микроорганизмы выделяют ядовитые вещества (токсины), которые исключительно опасны для здоровья человека.

С другой стороны, микроорганизмы обладают многими полезными и необходимыми свойствами. Если бы не было микроорганизмов, то жизнь не была бы возможной. Разложение и распад всей мертвой животной ткани крайне важны для создания достаточного пространства для новой жизни и ее развития. Разлагающее действие микроорганизмов является составной частью цикла жизни. Из всех живых организмов только зеленые растения (содержащие хлорофилл) могут потреблять неорганический материал в качестве пищи для создания клеточной ткани. Зеленые растения потребляют лучистую энергию солнца в процессе фотосинтеза для соединения двуокиси углерода воздуха с водой и минеральными солями почвы, создавая органические соединения из неорганических веществ.

И наоборот, для жизнедеятельности всех животных и растений, не содержащих хлорофилла (грибков), необходим органический материал. Следовательно, они должны питаться клеточной тканью других растений и животных и поэтому непосредственно или косвенно зависимы от зеленых растений как источника органического материала для своей жизни и развития.

Всем микроорганизмам необходим органический материал для жизнедеятельности, за исключением нескольких видов почвенных бактерий. В большинстве случаев они получают этот материал при разложении животных отходов и тканей мертвых животных и растений. Сложные органические соединения, составляющие ткань животных и растений, распадаются в процессе разложения и превращаются в простой неорганический материал, который возвращается в почву в качестве питания для зеленых растений.

Микроорганизмы, кроме роли, которую они играют в «пищевой цепи», поддерживая циркуляцию важнейших веществ, необходимы при обработке некоторых ферментных и других продуктов. Например, бактерии являются причиной молочнокислого брожения при обработке маринованных огурцов, олив, какао, кофе, квашеной капусты, силоса и некоторых молочных продуктов, например масла, сыра, сливок и йогурта, а также уксуснокислого брожения при производстве уксуса из различных спиртов. Бактериальное воздействие полезно также при обработке некоторых других изделий, например кожи, льна, конопли, табака и промышленных отходов органического происхождения.

Способность к спиртовому брожению делают дрожжи неоценимыми в пивоварении и виноделии, а также при производстве спиртов всех видов. Всем несомненно известна необходимость применения дрожжей в хлебобулочном производстве.

В промышленном масштабе микроскопические грибы используют при выработке некоторых видов сыра и, что более важно, в производстве антибиотиков, например пенициллина и ауреомицина.

Несмотря на их полезное и необходимое действие, микроорганизмы оказывают разрушающее влияние на скоропортящиеся про-

дукты. Следовательно, необходимо эффективно контролировать их деятельность, как и активность естественных ферментов, для предотвращения ухудшения качества и порчи пищевых продуктов.

Необходимо изучить каждый вид микроорганизмов в отдельности, так как они отличаются друг от друга по своей природе и поведению.

Бактерии

Бактерия, состоящая из одной живой клетки, является очень простой формой растительной жизни. Размножение осуществляется делением клеток. При достижении стадии зрелости бактерия делится на две отдельные и равные клетки, каждая из которых растет до состояния зрелости и снова делится на две клетки. Бактерии растут и размножаются с огромной скоростью. В идеальных условиях бактерия растет до состояния зрелости и размножается менее чем за 20—30 мин. При такой скорости размножения одна бактерия в течение 24 ч может произвести 34 триллиона потомков. Однако жизненный цикл бактерий относительно короток и продолжается от нескольких минут до нескольких часов, и потому даже в идеальных условиях они не могут размножаться с такой скоростью.

Скорость роста и размножения бактерий и других микроорганизмов зависит от таких условий окружающей среды, как температура, свет и степень кислотности или щелочности, а также от наличия кислорода, влаги и соответствующего питания. Существует, однако, много видов бактерий, и они значительно отличаются друг от друга в выборе окружающей среды и в своем влиянии на нее. Стойкость бактерий к выживанию в тяжелых условиях окружающей среды различна. Не все виды бактерий одинаково развиваются в одних и тех же условиях окружающей среды. Одни виды предпочитают условия, которые совершенно летальны для других. Некоторые бактерии образуют споры. Спора возникает в клетке бактерии и защищена прочной оболочкой. В спорообразном состоянии, которая является фазой покоя или спячки, бактерия исключительно стойка к неблагоприятным условиям окружающей среды и может находиться в этом состоянии неопределенное время. Спора обычно начинает развиваться, когда условия становятся благоприятными для продолжения жизнедеятельности.

Большинство бактерий — сапрофиты, т. е. они «свободноживущие» и питаются только животными отходами и мертвой тканью животных и растений. Некоторые, однако, являются паразитами и развиваются только на живом организме. Большинство патогенных бактерий (вызывающих заражение и болезни) паразитического типа. В отсутствие живого организма такие бактерии могут развиваться как сапрофиты. Если же возникает необходимость, некоторые сапрофиты существуют как паразиты.

Отдельные бактерии не могут переваривать нерастворимые пищевые вещества и потребляют растворимую пищу. Большинство бактерий по этой причине выделяют ферменты, которые перерабатывают нерастворимые соединения в растворимое состояние, превращая их в пригодную для бактерий пищу. Разложение скоропортящихся продуктов с ростом бактерий является прямым результатом действия этих бактериальных ферментов.

Бактериям для продолжения жизнедеятельности, как и всем другим живым существам, нужна влага и пища. Как и во многом другом, бактерии характеризуются различной стойкостью к отсутствию влаги. Большинство видов гибнет в течение нескольких часов при сушке, но более стойкие выдерживают отсутствие влаги в течение нескольких суток. Бактериальные споры выдерживают отсутствие влаги длительное время, но в этот период они находятся в состоянии покоя.

По потребности в кислороде бактерии делятся на две группы: живущие в присутствии свободного кислорода (воздуха); живущие без свободного кислорода. Некоторые бактерии могут жить в присутствии или в отсутствие свободного кислорода. Бактерии, живущие в отсутствие свободного кислорода, получают его в результате химической реакции восстановления одного соединения при окислении другого. Разложение в присутствии свободного кислорода называется распадом, а разложение в отсутствие свободного кислорода — гниением. Одним из продуктов распада является сероводород, который представляет собой газ с неприятным запахом, возникающим при разложении туш животных.

Бактерии очень чувствительны к кислотности и щелочности и не выживают в высококислотной или высокощелочной среде. Большинство бактерий существуют в нейтральной или слегка щелочной окружающей среде, хотя некоторые виды предпочитают слегка кислотные условия. В связи с тем что бактерии существуют в нейтральной или слегка щелочной среде, некислые овощи больше других подвержены бактериальной обсемененности.

Свет, в особенности прямое солнечное облучение, вреден для всех бактерий. Видимый свет только задерживает их рост, а при ультрафиолетовом облучении они гибнут. Лучи света, ультрафиолетовые и другие лучи не имеют проникающей силы и потому эффективны только для воздействия на бакте-

рии, имеющиеся на поверхности. Ультрафиолетовое облучение (прямое солнечное облучение) в соединении с сушкой, однако, является отличным средством регулирования роста бактерий.

Для каждого вида бактерий существует оптимальная температура, при которой они растут с максимальной скоростью. Кроме того, существует максимальная и минимальная температура, при которых происходит рост того или иного вида бактерий. Бактерии гибнут при температуре выше максимальной, а при температуре ниже минимальной переходят в состояние бездеятельности или спячки. Оптимальная температура для большинства сапрофитов обычно 24—30°С, а для паразитов — около 37 или 38°С. Оптимальный рост некоторых видов происходит при температуре вблизи точки кипения воды, а другие развиваются при температуре вблизи точки замерзания воды. Большинство видов, однако, гибнут или в значительной степени задерживаются в своем развитии при этих температурах.

Данные о влиянии температуры на скорость роста бактерий в молоке при различных температурах приведены в табл. 9-1

Таблица 9-1

Рост числа бактерий в молоке

Температура, °С	Продолжительность, ч			
	24	48	96	168
0	2400	2100	1850	1400
4	2500	3600	218000	4200000
8	3100	12000	1480000	
10	11600	540000		
16	180000	28000000		
30	1400000000			

Вообще, скорость роста бактерий значительно снижается при понижении температуры.

Дрожжи

Дрожжи — простейшие одноклеточные организмы семейства грибов. Имея микроскопический размер, дрожжевые клетки все же несколько больше и сложнее бактериальных клеток. Всего несколько видов дрожжей размножаются делением или половым способом, а обычно дрожжи размножаются почкованием. На зрелой клетке появляется небольшой выступ, который увеличивается в размере и наконец отделяется от материнской клетки.

В идеальных условиях почкование часто происходит так быстро, что новые почки формируются до отделения, и образуются дрожжевые пучки.

Дрожжи, как и бактерии, участвуют в процессах ферментации и разложения. Они выделяют ферменты, в результате чего в продукте происходят химические изменения. Дрожжи отличаются способностью трансформировать сахар в спирт и углекислоту. Спиртовое брожение, создаваемое дрожжами, очень важно в хлебобулочном производстве, пивоварении и виноделии, хотя и разрушительно действует на свежие продукты, в частности на фрукты, ягоды и соки из них.

Дрожжи образуют до восьми спор в одной клетке. Они широко распространены в природе, постоянно находятся в воздухе, на кожуре фруктов и поверхности ягод. Зимой они обычно находятся в почве, а весной переносятся на новые фрукты ветром или насекомыми.

Дрожжи, как и бактерии, нуждаются в воздухе, пище и влаге для своего роста. Они чувствительны к изменениям температуры и степени кислотности или щелочности окружающей среды. В большинстве случаев дрожжи предпочитают умеренную температуру и незначительную кислотность. Вообще, дрожжи не столь стойки к неблагоприятным условиям, как бактерии, хотя они растут в кислотной среде, которая задерживает рост большинства бактерий. Дрожжевые споры, как и бактериальные, очень стойки и выживают длительное время в тяжелых условиях.

Микроскопические грибы (плесени)

Плесени, как и дрожжи, входят в группу растительных микроорганизмов. Они, однако, имеют более сложную структуру, чем бактерии или дрожжи. Отдельные бактерии или дрожжевые растения состоят из одной клетки, а плесень содержит ряд клеток, которые располагаются последовательно и образуют длинные ниточки волокон, называемые гифами. Сеть, образованная этими ниточками волокон, называется мицелием и легко видна невооруженным глазом. Гифы плесени могут быть двух видов. Первые из них — это растительные волокна, которые растут под поверхностью в виде корней для сбора питания, а другие, называемые воздушными гифами, растут на поверхности и образуют размножающуюся плесень.

Плесень размножается спорами.

Споры — это семена, которые в соответствующих условиях прорастают и образуют плесень на любых пищевых продуктах, с которыми они контактируют. Споры плесени находятся везде и особенно их много в воздухе, который переносит их с места на место.

Плесень обладает меньшей стойкостью к высоким температурам, чем бактерии, но легче переносит низкую температуру и свободно развивается при температуре вблизи точки замерзания воды. Развитие плесени замедляется при температуре ниже 0°С и полностью прекращается при температуре —12°С и ниже.

Плесень хорошо развивается в темной влажной среде, в особенности в неподвижном воздухе. Для роста плесени требуется значительное количество кислорода. В отсутствие кислорода развивается очень мало видов плесени. Условия в холодильных камерах иногда идеальны для развития плесени. Эта проблема несколько разрешается поддержанием хорошей циркуляции воздуха в камере хранения, использованием бактерицидных красок, ультрафиолетового облучения и пр.

Плесень в отличие от бактерий может развиваться на продуктах, содержащих относительно большое количество сахара или кислоты. Они часто растут на кислых фруктах и на поверхности емкостей для маринования. Яблоки и цитрусовые чаще всего портятся из-за плесени.

Контроль возбудителей порчи

Регулирование условий окружающей среды является единственным средством предупреждения порчи продуктов. Все способы хранения продуктов обязательно должны включать регулирование состава окружающей среды, т. е. необходимо создать условия, неблагоприятные для активной жизнедеятельности микроорганизмов.

Все возбудители порчи разрушаются под действием высокой температуры в течение определенного времени. Этот принцип используется при сохранении продуктов консервированием. Температуру продукта повышают до величины, при которой происходит гибель микроорганизмов, и поддерживают на этом уровне до полного их разрушения. Затем продукт закатывают и стерилизуют в воздухонепроницаемых сосудах для предотвращения повторного обсеменения. Обработанный таким образом продукт может храниться длительное время.

Продолжительность разрушения всех агентов порчи зависит от уровня температуры, и чем она выше, тем меньше требуется времени. Во влажной среде обработка может происходить при более низкой температуре и с меньшей продолжительностью. Ферменты и все живые микроорганизмы разрушаются примерно в течение 5 мин при обработке в кипящей воде, но более стойкие бактериальные споры выживают в этих условиях в течение нескольких часов. Поэтому некоторые продукты, в особенности мясные и некислые овощи подвергают длительной варке. Эти продукты обычно обрабатывают под давлением, в результате чего повышается температура и сокращается длительность варки.

Другой способ подавления активности возбудителей порчи заключается в их обезвоживании. Ферменты и микроорганизмы нуждаются во влаге для своей жизнедеятельности. Следовательно, удаление свободной влаги из продукта в значительной степени снижает их активность. Процесс удаления влаги называется сушкой (обезвоживанием) и является одним из самых старых способов сохранения пищевых продуктов. Сушку осуществляют естественным способом на солнце и на воздухе или искусственно в печах.

Маринование — это в основном процесс брожения, конечный результат которого заключается в уничтожении веществ, служащих пищей для дрожжей и бактерий. Продукт, сохраняемый маринованием, погружается в маринад. В процессе брожения сахар в продукте превращается в молочную кислоту в основном под действием молочнокислых бактерий.

Копченые продукты сохраняются частично под воздействием сушки в дыме и частично антисептиков, поглощаемых из дыма.

Некоторые продукты «консервируют» сахаром или солью, которые создают неблагоприятные условия для жизнедеятельности микроорганизмов.

ХОЛОДИЛЬНОЕ ХРАНЕНИЕ ПРОДУКТОВ

Под хранением скоропортящихся продуктов в холоде понимается использование низкой температуры для инактивации или замедления жизнедеятельности микроорганизмов и ферментов, вызывающих порчу. Низкие температуры не разрушают возбудителей порчи столь эффективно, как высокие, однако хранение скоропортящихся продуктов при низкой температуре значительно снижает активность ферментов и микроорганизмов, создавая тем самым практическую возможность сохранения продуктов в свежем состоянии в течение длительного времени. Выбор температуры для хранения продуктов зависит от вида продукта и длительности его хранения.

Сохраняемые продукты могут быть разделены на две категории: продукты, кото-

рые находятся в «живом» состоянии ко времени хранения; продукты, которые находятся в «неживом» состоянии. «Неживые» продукты, например мясо, птица и рыба, более восприимчивы к микробному обсеменению и порче, чем «живые», и обычно требуют более жестких режимов хранения.

При хранении «неживых» продуктов проблема заключается в защите мертвой ткани от гниения как ферментного, так и микробного характера. Жизненная активность других продуктов, например фруктов и овощей, является значительной защитой против бактериальной инвазии, и проблема заключается в основном в сохранении продуктов в «живом» состоянии, уменьшении естественной активности ферментов в целях замедления процесса созревания.

Овощи и фрукты после сбора настолько же активны, как и в период роста. До сбора они непрерывно получают питание от растущего растения и часть его откладывается в овоще или фрукте. После уборки, когда прекращается естественный приток питания, процесс жизнедеятельности продолжается за счет потребления накопленных питательных веществ. Это вызывает изменения в овоще или фрукте, в результате которых возникает разложение и полный распад продукта. Основная цель холодильного хранения таких продуктов заключается в замедлении процессов жизнедеятельности посредством подавления ферментной активности, что позволяет хранить продукты более длительное время.

Активность естественных ферментов отрицательно сказывается также на продуктах животного происхождения. Наиболее нежелательно действие ферментов, которые катализируют гидролиз и окисление, связанные с разложением животного жира. Прогорклость является основным фактором, ограничивающим срок хранения продуктов животного происхождения в замороженном и незамороженном состояниях. Прогорклость обусловлена окислением животного жира, а так как некоторые виды его менее стойки, чем другие, то срок хранения этих продуктов зависит частично от состава жира. Например, из-за относительной стойкости говяжьего жира срок хранения у говядины значительно больше, чем у свинины или рыбы.

Процессы окисления и гидролиза регулируются за счет уменьшения активности естественных ферментов посредством охлаждения. Скорость окисления еще больше снижается при упаковке продуктов животного происхождения в газонепроницаемую упаковку, предотвращающую поступление воздуха (кислорода) к поверхности продукта. Непрактично хранение фруктов и овощей в газонепроницаемой упаковке в незамороженном состоянии. Это «живые» продукты, и газонепроницаемая упаковка вызовет их гибель. «Мертвые» фрукты и овощи разлагаются очень быстро.

В целом можно утверждать, что при низких температурах обеспечивается более длительный срок хранения пищевых продуктов.

Классификация холодильного хранения

Холодильное хранение можно разделить на три общие категории: кратковременное хранение, длительное хранение, низкотемпературное хранение. При кратковременном и длительном хранении продукт охлаждается и хранится при температуре выше точки его замораживания, а при низкотемпературном хранении продукт замораживается и хранится при температуре от —12 до —23°С, но чаще всего при —18°С.

Кратковременное хранение обычно связано с торговыми предприятиями, где осуществляется быстрый сбыт продуктов. Длительность хранения в зависимости от продукта колеблется от 1 или 2 дней до 1 нед и редко бывает более 15 дней.

Длительное хранение обычно практикуется на промышленных холодильниках. Продолжительность хранения зависит от вида продукта и его состояния при поступлении на хранение. Максимальный период длительного хранения составляет 7—10 дней для скоропортящихся продуктов, например зрелых помидоров, и 6—8 мес для других, более стойких к хранению продуктов, например лука, копченого мяса. Когда необходимо хранить скоропортящиеся продукты более продолжительное время, они должны быть заморожены и помещены на низкотемпературное хранение. Некоторые свежие продукты, однако, не закладываются на низкотемпературное хранение, так как они повреждаются в процессе замораживания, например помидоры. При необходимости длительного хранения таких продуктов следует применять другие способы.

Условия хранения

Оптимальные условия при кратковременном или длительном хранении зависят от природы каждого отдельного продукта, срока хранения, находится ли он в упакованном или неупакованном виде. Вообще, условия, требуемые для кратковременного хранения более гибкие, чем для длительного хранения, и обычно продукты можно хранить при более высокой температуре. Рекомендуемые условия для кратковременного и длительного хранения, приблизительный срок хранения различных продуктов и другие характеристики приведены в таблицах

10-7—10-10. Указанные в таблицах значения являются результатами экспериментальной работы и опыта, и необходимо точно следовать им, в особенности при длительном хранении, если требуется сохранить высокий уровень качества продукта в течение всего срока хранения.

Температура хранения

Анализ таблиц показывает, что оптимальная температура хранения большинства продуктов — это температура несколько выше точки их замораживания. Имеются, однако, некоторые исключения.

Неправильная температура хранения ухудшает качество продукта и сокращает срок хранения. Некоторые фрукты и овощи очень чувствительны к температуре хранения и восприимчивы к так называемым заболеваниям при холодильном хранении, когда температура хранения выше или ниже их критической температуры хранения. Например, на цитрусовых часто развивается «ямчатость» кожуры при относительно высокотемпературном хранении. Они подвергаются ожогу (покоричневению кожуры) и водянистой порче при хранении ниже критической температуры. Кожура бананов повреждается при хранении ниже 13°С, а сельдерей портится при хранении выше 1°С. Лук прорастает при температуре выше 0°С, а ирландский картофель становится сладким при температуре хранения ниже 4°С. На зеленой фасоли и перце появляются пятна при температуре хранения около 0°С. Оптимальная температура хранения большинства сортов яблок находится в диапазоне —1—0°С, но некоторые сорта подвергаются мягкому ожогу или влажностному распаду при температуре хранения ниже 2°С. В одних сортах развивается коричневая сердцевина при температуре ниже 2°С, а в других — внутреннее покоричневение во время хранения при температуре ниже 4°С.

Влажность и циркуляция воздуха

Хранение всех скоропортящихся продуктов в их естественном (неупакованном) состоянии требует точного регулирования не только температуры, но также влажности и скорости движения воздуха в охлаждаемом объеме. Одной из главных причин ухудшения качества неупакованных свежих продуктов, например мяса, птицы, рыбы, фруктов, овощей, сыра и яиц, является обезвоживание продукта при испарении влаги в окружающую среду. Обезвоживание фруктов и овощей сопровождается сморщиванием, увяданием, значительной потерей массы и содержания витаминов. Обезвоживание мяса, сыра и др. вызывает обесцвечивание, усушку и значительные потери при последующей их обработке. Обезвоживание способствует увеличению интенсивности окисления. Яйца теряют влагу через пористую скорлупу, и их качество снижается.

Обезвоживание происходит в том случае, когда давление пара в продукте выше давления пара в окружающей среде. Интенсивность потери влаги пропорциональна разности давлений пара и площади открытой поверхности продукта.

Разность давлений пара в продукте и воздухе является в основном функцией относительной влажности и скорости движения воздуха в холодильной камере. Чем ниже относительная влажность и выше скорость движения воздуха, тем больше разность давлений пара и интенсивность потери влаги из продукта. И наоборот, потери влаги минимальны, когда влажность в камере хранения поддерживается на высоком уровне при низкой скорости движения воздуха. Следовательно, 100%-ная влажность и неподвижный воздух являются идеальными условиями для предотвращения обезвоживания хранимого продукта. Однако такие условия способствуют быстрому росту микроскопических грибов и образованию бактериальной слизи на мясе. Кроме перечисленного для соответствующего охлаждения продукта требуется хорошая циркуляция воздуха в охлаждаемом объеме. По этим причинам влажность должна поддерживаться в камере несколько ниже 100%, а скорость движения воздуха быть достаточной для создания соответствующей циркуляции. Значения относительной влажности и скорости движения воздуха, рекомендуемые для хранения различных продуктов, имеются в таблицах 10-9—10-12.

Влажность и скорость движения воздуха не являются определяющими факторами, если продукт хранится в паронепроницаемой упаковке. Некоторые продукты, например сухие фрукты, гигроскопичны и должны поэтому храниться при относительно низкой влажности.

Смешанное хранение

Для поддержания оптимальных условий целесообразно хранить большинство продуктов раздельно, но обычно это экономически невыгодно. Поэтому практические соображения требуют смешанного хранения охлажденных продуктов. Естественно, разница в условиях хранения различных продуктов создает проблему их смешанного размещения в холодильной камере.

Условия хранения в таких камерах представляют компромисс, и обычно рекомендуется температура хранения несколько выше

оптимальной. Более высокую температуру применяют при смешанном хранении с целью предотвратить вероятность повреждения более восприимчивых к заболеваниям при холодильном хранении продуктов, когда они хранятся при температурах ниже их критической температуры. Более высокая температура сокращает срок хранения некоторых продуктов, однако это не представляет серьезной проблемы.

При необходимости длительного хранения в большинстве распределительных (оптовых) и производственных холодильников имеются холодильные камеры для раздельного хранения продуктов. Общепринятой практикой при смешанном хранении является группировка различных продуктов, требующих примерно одинаковых условий.

Другая проблема, связанная со смешанным хранением, заключается в поглощении продуктами посторонних запахов. Некоторые продукты поглощают или выделяют запахи при хранении. Необходимо избегать совместного хранения таких продуктов даже в течение короткого времени. В частности, молочные продукты очень чувствительны к запахам и аромату других продуктов, хранящихся вместе с ними. Картофель выделяет самое большое количество неприятных запахов и его нельзя хранить с фруктами, яйцами, молочными продуктами или орехами.

Состояние продукта при закладке на хранение

Состояние продукта при закладке на хранение является важнейшим фактором, определяющим срок его хранения в охлажденном состоянии. Охлаждение прекращает или замедляет естественные процессы порчи. На хранение необходимо закладывать овощи и фрукты только высокого качества. Поврежденные овощи и фрукты (особенно с повреждением кожуры) в значительной степени теряют свою естественную защиту от воздействия микроорганизмов, в результате чего происходит порча продуктов. Созревание овощей и фруктов продолжается и после уборки урожая. Поэтому их необходимо собирать до наступления полного созревания. Срок хранения полностью созревших, но поврежденных овощей и фруктов чрезвычайно короток даже при оптимальных условиях хранения. Такие продукты следует направлять в торговую сеть для предотвращения избыточных экономических потерь.

Пищевые продукты начинают портиться немедленно после уборки урожая или забоя, и поэтому необходимо принимать незамедлительные меры к их сохранению. Максимальный срок хранения с минимальным ухудшением качества обеспечивается при возможно более быстром охлаждении продукта до температуры хранения. Если необходимо перевозить продукты на значительное расстояние до места хранения, то необходимо предварительно их охладить и перевозить холодильным транспортом.

ОХЛАЖДЕНИЕ ПРОДУКТОВ

Процесс охлаждения продуктов состоит в том, что продукт при высокой температуре (обычно это температура продукта при уборке урожая или забое) направляют в остывочную, или камеру предварительного охлаждения, где он должен быть охлажден возможно быстрее до температуры хранения, а затем продукт перемещают из остывочной в холодильную камеру. Обращение с продуктом на стадии охлаждения заметно сказывается на его конечном качестве и сроке хранения.

Рекомендуемые условия в остывочных камерах приведены в таблицах 10-8—10-11. Температура в остывочной камере до поступления теплого продукта должна быть понижена до конечной температуры охлаждения. При загрузке и в начальный период охлаждения разность температур и давлений пара в продукте и воздухе в остывочной камере значительны, и продукт быстро отдает теплоту и влагу. Температура и влажность воздуха в остывочной камере поднимаются в этот период до пикового уровня[1]. В конце процесса охлаждения температура в остывочной камере снова понизится до конечной величины. Очень важно, чтобы производительность холодильного оборудования была достаточной для предотвращения избыточного повышения температуры в остывочной камере в пиковый период охлаждения.

Относительная влажность и скорость циркуляции воздуха в остывочных камерах

Требуемый уровень относительной влажности в остывочных камерах зависит от продукта, в частности от того, упакован продукт или нет. Естественно, если продукт охлаждается в паронепроницаемой упаковке, уровень влажности в остывочной не имеет значения. Однако при загрузке и на начальных стадиях

[1] Температуры начала охлаждения, указанные в таблицах, являются средними значениями, и ими необходимо пользоваться при выборе холодильного оборудования. Действительные температуры в остывочной камере в пиковый период охлаждения обычно на 2—3°С выше указанных.

охлаждения влажность будет высокой, если контейнеры с продуктами мокрые, но она вскоре понизится при испарении свободной влаги.

Продукты, охлаждаемые в своем естественном (неупакованном) виде, теряют влагу очень быстро, вследствие чего на начальной стадии в остывочной образуется туман. Подобное явление наблюдается, когда температура продукта и давление пара высокие. В это время желательны быстрое охлаждение и высокая скорость циркуляции воздуха для максимального снижения температуры и давления пара в продукте, чтобы предотвратить избыточную потерю влаги и усушку. Высокая скорость циркулирующего воздуха необходима также для уноса пара и предотвращения конденсации влаги на поверхности продукта.

Высокая скорость циркуляции воздуха увеличивает интенсивность испарения влаги из продукта, однако она значительно ускоряет и интенсивность охлаждения, в результате чего быстрее понижаются температура и давление пара в продукте. Снижение давления пара из-за более высокой интенсивности охлаждения с избытком компенсирует повышение интенсивности испарения вследствие более высокой скорости циркуляции воздуха. Значение более высокой скорости циркуляции воздуха на начальной стадии охлаждения заключается в понижении общей потери влаги из продукта. На конечной стадии охлаждения, когда температура и давление пара продукта уже снижены, высокая скорость циркулирующего воздуха в остывочной камере увеличивает потери влаги из продукта. Поэтому на конечной стадии охлаждения необходимо снизить скорость циркулирующего в остывочной камере воздуха.

Влажность в камере должна быть высокой при охлаждении продуктов, подверженных усушке. Для снижения потерь влаги при охлаждении некоторые исключительно чувствительные продукты, например птицу и рыбу, часто охлаждают в ледяной шуге. По этой же причине яйца иногда погружают в светлое минеральное масло до охлаждения и хранения. Кроме того, птица, рыба и некоторые овощи часто пересыпаются льдом в целях охлаждения и хранения. Когда пересыпанные льдом продукты помещают в холодильную камеру, медленно тающий лед удерживает влагу на поверхности продукта и предотвращает избыточную усушку.

Отдельные овощи и фрукты обрабатываются с помощью гидроохлаждения, которое включает орошение продукта охлажденной водой или погружение в ванну с перемешиваемой охлажденной водой. Погружение заключается в омывании продукта большим количеством подаваемой самотеком воды, а орошение производится из расположенных сверху сопл.

Некоторые свежие овощи, в частности овощи, имеющие высокое отношение площади поверхности к объему, предварительно охлаждают посредством быстрого испарения воды с поверхности продукта под вакуумом. Этот процесс называется вакуумным охлаждением. Предварительное охлаждение осуществляется в вакуумном охладителе при понижении давления в нем до такого уровня, при котором соответствующая температура насыщения воды ниже температуры охлаждаемого продукта. При этом происходит испарение воды с поверхности продукта с отводом соответствующей скрытой теплоты. Охлаждение продолжается до требуемой температуры при дальнейшем понижении давления.

Комбинированное охлаждение и хранение

Не рекомендуется использовать одну и ту же камеру для охлаждения и хранения мясных и других подобных продуктов, которые исключительно чувствительны к колебаниям температуры, относительной влажности и скорости циркуляции воздуха. Эти ограничения не относятся, однако, к остывочным камерам для фруктов, например яблок и груш. Опыт показывает, что их можно обрабатывать в комбинированных камерах охлаждения и хранения без вредных последствий для продукта. Это происходит из-за относительно короткого интервала времени закладки продукта, а также незначительного или полного отсутствия колебаний температуры в камере. Исключениями являются также низкотемпературные камеры, в которые продукт поступает при температуре до 7°С.

ЗАМОРАЖИВАНИЕ

Если продукт должен быть сохранен в его первоначальном свежем состоянии в течение относительно длительного времени, то его обычно замораживают и хранят примерно при температуре —18°С или ниже. Обычно замораживают не только продукты, которые сохраняются в свежем состоянии, например фрукты, фруктовые соки, ягоды, мясо, птицу, продукты моря и яйца (без скорлупы), но также многие готовые изделия, например хлеб, булочки, мороженое и целый ассортимент специально приготовленных и готовых к употреблению блюд, включая полные обеды.

На конечное качество и срок хранения любого замороженного продукта влияют следующие факторы: природа и состав замора-

живаемого продукта; выбор способов обработки и приготовления продукта для замораживания; способ замораживания; условия хранения.

Замораживать можно только высококачественные продукты в хорошем состоянии. При замораживании овощей очень важным является выбор соответствующего сорта. Некоторые сорта непригодны для замораживания, а результатом замораживания других может быть низкое качество или ограниченная стойкость при хранении.

Замораживаемые овощи и фрукты должны быть собраны при полной степени зрелости, обрабатываться и замораживаться возможно быстрее после уборки урожая с тем, чтобы избежать нежелательных химических изменений вследствие ферментной или микробной активности.

Овощи и фрукты требуют значительной обработки до замораживания. После чистки и промывки для удаления с поверхности листьев, грязи и др. овощи бланшируют в горячей воде или паре при 100°С для инактивации естественных ферментов. Необходимо помнить, что ферменты не разрушаются при низкой температуре, хотя их активность значительно уменьшается и продолжается с низкой интенсивностью при хранении продуктов даже при —18°С и ниже. Следовательно, бланширование, которое разрушает большинство ферментов, значительно увеличивает срок хранения замороженных овощей. Продолжительность бланширования зависит от сорта овощей и колеблется от 1 до 1,5 мин для зеленой фасоли и до 11 мин для кукурузы. Большая часть бактериальной популяции разрушается вместе с ферментами в процессе бланширования, но многие бактерии выживают. Для предотвращения порчи из-за этих жизнеспособных бактерий овощи должны быть охлаждены до 10°С немедленно после бланширования и до упаковки перед загрузкой в морозильный аппарат.

Фрукты, как и овощи, должны быть очищены и промыты для удаления корней, листвы, грязи и снижения микробного загрязнения. Фрукты больше подвержены ферментной порче, чем овощи, однако их нельзя бланшировать, так как это привело бы к ухудшению их свежести, которая столь желательна.

Ферменты, которые являются катализаторами окисления и вызывают быстрое покоричневение мякоти, обусловливают наибольшие повреждения замороженных фруктов. Для предотвращения окисления замораживаемый фрукт покрывают сахарным сиропом. Иногда для этой цели используют аскорбиновую кислоту, лимонную кислоту или сернистый ангидрид.

Мясные продукты, как правило, не требуют специальной обработки до замораживания. В связи с увеличивающимся спросом все большее количество специально приготовленного мяса и мясных продуктов в настоящее время замораживают. Это относится также к птице и продуктам моря.

Свинину и рыбу обычно замораживают как можно быстрее после охлаждения из-за относительной нестойкости их жировой ткани. С другой стороны, говядина часто «дозревает» в остывочной камере в течение нескольких дней до замораживания, т. е. несколько смягчается под действием ферментов. Если созревание говядины продолжается более 6—7 дней, это сокращает срок ее хранения.

Опыты показывают, что птица, замороженная через 12—24 ч после забоя, более нежна, чем замороженная сразу. Задержка в замораживании более 24 ч приводит к сокращению срока хранения без заметного увеличения нежности мяса.

Способы замораживания

Пищевые продукты могут быть подвергнуты медленному или быстрому замораживанию. Медленное замораживание осуществляется при загрузке продукта в низкотемпературную камеру без принудительной циркуляции воздуха. Температура в этих камерах поддерживается в диапазоне —18 ÷ — 40°С. Циркуляция воздуха осуществляется за счет естественной конвекции, а теплопередача от продукта продолжается от 3 ч до 3 сут в зависимости от количества продукта и условий в камере. В таких камерах замораживают говяжьи и свиные полутуши, птицу в ящиках, разделанную и целую рыбу, фрукты в бочках, яйца (белки, желтки или целые) в упаковке по 5 и 15 кг.

Быстрое замораживание осуществляется одним способом или любой комбинацией из трех способов: погружением; контактным замораживанием упакованных продуктов; в интенсивном потоке воздуха.

Замораживание в интенсивном потоке воздуха

При замораживании в интенсивном потоке воздуха используется комбинированный эффект низкой температуры и высокой скорости циркулирующего воздуха для создания теплового потока большой плотности от продукта. Крайне важно, чтобы воздух свободно циркулировал в морозильном аппарате вокруг всего продукта.

Агрегатированные скороморозильные аппараты с интенсивным движением воздуха могут быть подвесными или напольными. Примеры типового применения этих аппаратов показаны на рис. 9-1 — 9-3. Замораживa-

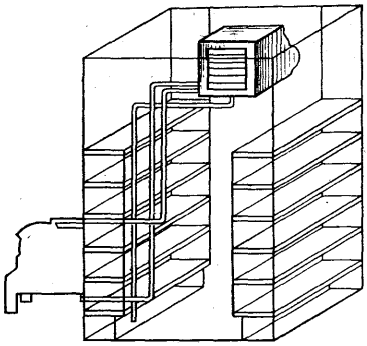


Рис. 9-1. Малая холодильная камера (подвесной скороморозильный аппарат с интенсивным движением воздуха создает высокоскоростной поток воздуха для быстрого замораживания продуктов)

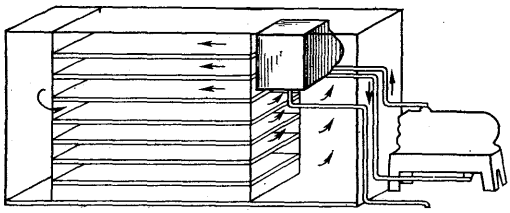


Рис. 9-2. Подвесной скороморозильный аппарат с интенсивным движением воздуха через полки

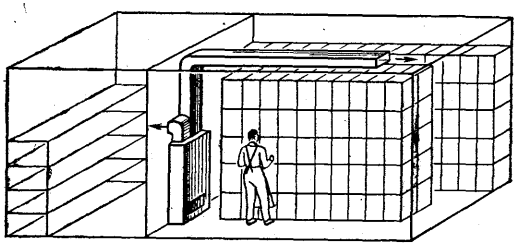


Рис. 9-3. Напольный скороморозильный аппарат с интенсивным движением воздуха (продукты замораживаются в одной камере, а хранятся в другой)

ние в интенсивном потоке воздуха часто осуществляется в изолированных туннелях, в особенности при необходимости замораживания большого количества продуктов (рис. 9-4 и 9-5). В некоторых случаях продукт проходит через морозильный туннель и замораживается на медленно движущихся решетчатых конвейерах. Незамороженный продукт

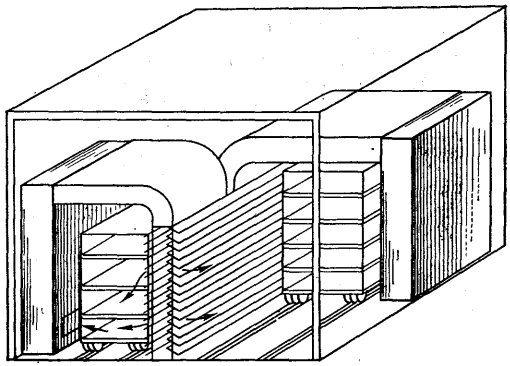


Рис. 9-4. Агрегатированный скороморозильный аппарат с интенсивным движением воздуха используется в морозильных туннелях (поток воздуха при температуре —26° С с высокой скоростью проходит через тележки)

укладывают на конвейер на одном конце туннеля, и он замораживается ко времени выхода с другого конца. Другой способ заключается в укладке продуктов на полочных тележках, где они замораживаются ко времени выхода из туннеля, а затем помещаются в камеру хранения (см. рис. 9-5).

В интенсивном потоке воздуха замораживают почти все продукты, но в особенности этот способ приемлем для замораживания продуктов неодинакового размера и неправильной формы, например птицы.

Контактное замораживание упакованных продуктов

Контактное замораживание обычно осуществляется в плиточных скороморозильных аппаратах с укладкой упакованных продуктов на металлические плиты, через которые циркулирует хладагент (рис. 9-6). Продукт находится в непосредственном тепловом контакте с охлаждаемой плитой, и теплопередача от продукта осуществляется за счет проводимости. Поэтому КПД аппарата зависит в основном от площади поверхности контакта. Этот тип аппарата наиболее эффективен при замораживании небольших партий продуктов.

Плиточный скороморозильный аппарат применяют в больших низкотемпературных холодильниках для замораживания небольших плоских прямоугольных упаковок потребительского размера. Аппарат имеет ряд горизонтальных параллельных охлаждаемых плит. С помощью гидравлических приводов плиты раскрываются, продукт помещают между ними, и затем плиты закрываются под

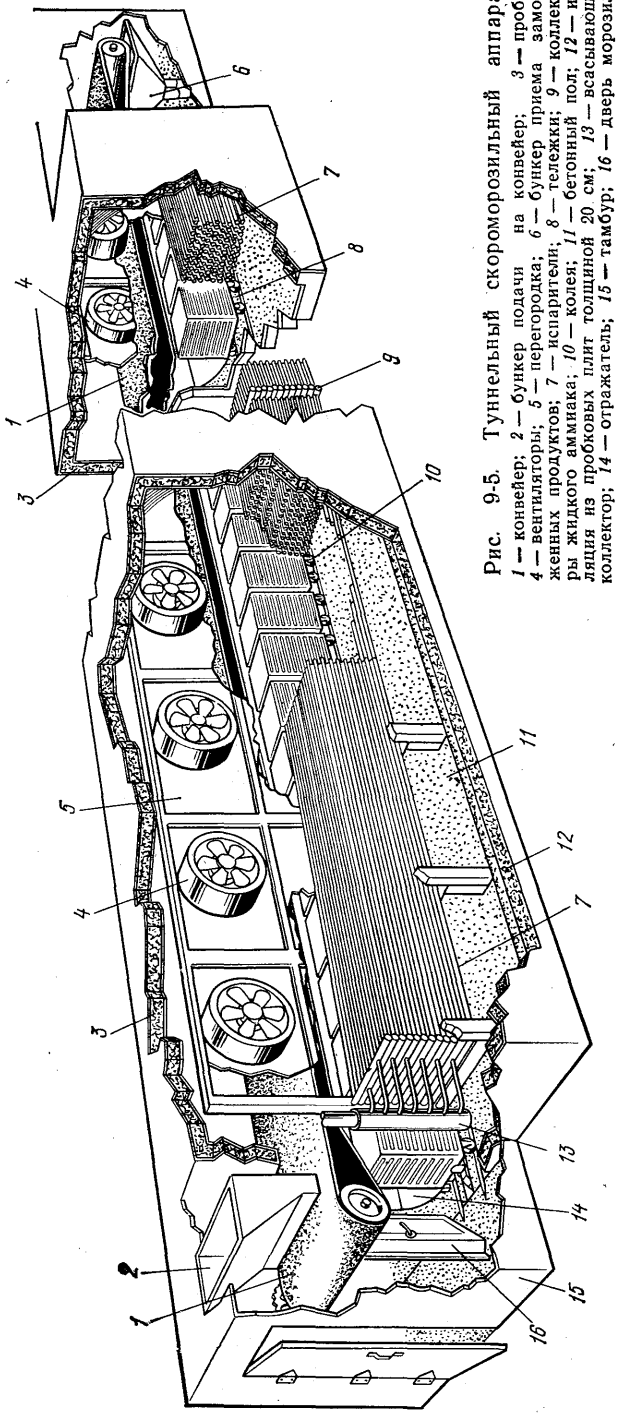


Рис. 9-5. Туннельный скороморозильный аппарат: *1* — конвейер; *2* — бункер подачи на конвейер; *3* — пробка; *4* — вентиляторы; *5* — перегородка; *6* — бункер приема замороженных продуктов; *7* — испарители; *8* — тележки; *9* — коллекторы жидкого аммиака; *10* — колея; *11* — бетонный пол; *12* — изоляция из пробковых плит толщиной 20 см; *13* — всасывающий коллектор; *14* — отражатель; *15* — тамбур; *16* — дверь морозильного аппарата

действием любого заданного давления. Когда плиты закрыты, упаковки прочно удерживаются между ними. Упаковки находятся в хорошем тепловом контакте с охлаждаемыми плитами, интенсивность теплопередачи высокая, и продукт быстро замораживается.

Замораживание погружением

Продукт погружают в низкотемпературный водный раствор хлористого натрия или сахара. Охлаждающая жидкость является хорошим проводником теплоты и находится в непосредственном контакте с продуктом, в связи с чем теплопередача осуществляется быстро, и продукт замораживается в очень короткое время. Другое преимущество замораживания погружением заключается в том, что продукт замораживается отдельными единицами и смерзается в большие блоки.

Основной недостаток замораживания погружением состоит в том, что из продукта выделяется сок под действием осмоса, в результате чего рассол разбавляется и становится слабым. При использовании рассола хлористого натрия может произойти избыточное проникновение соли в продукт. При за-

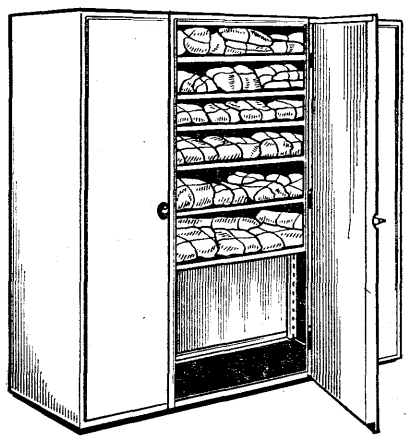


Рис. 9-6. Плиточный скороморозильный аппарат для замораживания упакованных продуктов

мораживании фруктов в сахарном растворе проникновение сахара во фрукт является положительным фактором.

Чаще всего способом погружения замораживают рыбу и креветки, в особенности на борту судна, так как морозильный аппарат этого типа занимает очень мало крайне ценной площади на палубе. Кроме того, при замораживании погружением образуется глазурь (тонкий слой льда) на поверхности продукта, что способствует предупреждению усушки неупакованных продуктов в период хранения.

Быстрое и медленное замораживание

Быстрозамороженные продукты почти всегда лучше тех, которые замораживают медленно. Имеются следующие основные преимущества быстрого замораживания по сравнению с медленным:

— образуемые кристаллы льда значительно меньшей величины, в связи с чем повреждение клеток уменьшается;

— длительность замораживания намного сокращается, и поэтому диффузия соли и отделение воды снижаются;

— продукт быстро охлаждается ниже температуры, при которой происходит рост бактерий, плесени и дрожжей, чем предотвращается порча продукта при замораживании.

Основная разница между быстрым и медленным замораживанием заключается в размере, количестве и расположении кристаллов льда, образуемых в продукте при замерзании клеточной жидкости. При медленном замораживании продукта образуются большие кристаллы, которые серьезно повреждают ткань, разрывая клетки. При быстром замораживании в клетках образуются мелкие кристаллы льда, и повреждение последних уменьшается. Продукт со значительным повреждением клеток теряет избыточное количество сока при размораживании, что ухудшает его качество.

Образование кристаллов льда в продукте начинается примерно при —1°С, и большая часть жидкости замерзает при понижении температуры продукта до —4°С, хотя часть концентрированной жидкости не замораживается даже при температуре ниже —45°С. Диапазон температур от —1 до —4°С часто называют зоной максимального кристаллообразования, в связи с чем для сохранения качества продукта желателен быстрый отбор теплоты от него в этом интервале температур. Это в особенности относится к фруктам и овощам, так как в них происходит значительное повреждение ткани при медленном замораживании.

Ткань животного происхождения более грубая и эластичная, чем растительная. Поэтому скорость замораживания не является определяющим фактором при замораживании мяса и мясных продуктов, как это имеет место при замораживании фруктов и овощей. Последние эксперименты показали, что при медленном замораживании повреждение клеток в мясе птицы и рыбы крайне незначительно. Это, конечно, не означает, что быстрозамороженное мясо менее высокого качества, чем медленно замороженное, но с точки зрения повреждения клеток быстрое замораживание не столь важно для мяса, как для фруктов и овощей. Например, птица, замороженная медленно, приобретает темный оттенок, что ухудшает внешний вид. Кроме того, быстрое замораживание во всех случаях уменьшает продолжительность обработки и, следовательно, бактериальную порчу. Это особенно важно при обработке рыбы.

УПАКОВОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Соответствующая упаковка значительно уменьшает обезвоживание, которое является одним из главных факторов ограничения срока хранения замороженных продуктов. Неупакованные продукты теряют много влаги не только в процессе замораживания, но и в период хранения. При хранении неупакованных замороженных продуктов происходит непрерывная сублимационная передача влаги от продукта воздуху, в результате чего появляется «морозный ожог», и продукт приобретает беловатый оттенок. «Морозный ожог» обычно сопровождается окислением, изменением запаха и снижением содержания витаминов.

За некоторым исключением все продукты упаковывают до закладки на низкотемпературное хранение. Большинство продуктов упаковывают до процесса замораживания, но некоторые, например зеленый горошек и фасоль, — в замороженном виде.

Для защиты от усушки и окисления упаковочный материал должен быть практически на 100% газо- и влагонепроницаемым и плотно облегать продукт, чтобы в упаковке оставалось минимальное количество воздуха. Воздух в упаковке имеет изоляционный эффект, который замедляет скорость замораживания и увеличивает стоимость этого процесса.

Замороженные продукты конкурируют с продуктами, сохраненными другими способами, в связи с чем необходимо учитывать некоторые факторы при выборе упаковочного материала. Если продукт продается непосредственно потребителю, упаковка должна иметь привлекательный вид и быть удобной для стимулирования сбыта. Упаковочный материал должен быть относительно недоро-

гим и эффективным, чтобы снизить расходы на процесс упаковки.

Широко распространенными упаковочными материалами являются алюминиевая фольга, жестяные банки, пропитанные картонные коробки, простые картонные коробки во влагонепроницаемой обертке, вощеная бумага, целлофан и другие пластические пленки.

Замороженную рыбу часто покрывают ледяной глазурью (тонким слоем льда), создающей отличную защиту. Ледяная глазурь, однако, очень хрупка, и необходимо осторожно обращаться с такой рыбой. Ледяная глазурь, кроме того, постепенно сублимирует в воздух, и рыбу необходимо повторно глазировать по крайней мере один раз в месяц погружением в свежую воду или путем орошения.

НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЕ ХРАНЕНИЕ

Поддержание точной температуры при низкотемпературном хранении не является определяющим фактором, если она достаточно низка и постоянна. Для кратковременного хранения обычно достаточно —18°С, но оптимальная температура для длительного хранения оптовых запасов продуктов — это —21°С. При хранении продуктов с нестойким жиром (окисляющимся, со свободными жирными кислотами) температура хранения должна быть —24°С или ниже для обеспечения максимального срока хранения.

При хранении продуктов при температуре выше —29°С, что является нормальным условием, температура в камере хранения должна быть постоянной с колебаниями не более ±0,5°С. Значительные колебания в температуре хранения вызывают попеременное размораживание и замораживание продукта, в результате чего увеличиваются размеры кристаллов льда с одновременным повреждением клеток, как при медленном замораживании.

Многие упаковочные материалы не обеспечивают полной защиты от усушки, в связи с чем относительная влажность должна поддерживаться на высоком уровне (85—90%) в низкотемпературных камерах, в особенности при длительном хранении.

Крайне важно также правильно складировать продукты с тем, чтобы обеспечить достаточную циркуляцию воздуха возле продукта. Очень важно сохранить достаточное воздушное пространство между продуктом и стенами камеры хранения, что не только способствует циркуляции воздуха возле продукта, но и исключает возможность поглощения продуктом теплоты непосредственно от теплых стен.

ТОРГОВОЕ ХОЛОДИЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Термин «торговое холодильное оборудование» обычно обозначает небольшое холодильное оборудование заводской готовности, которое используется в магазинах и на рынках, в гостиницах, ресторанах и на предприятиях по обработке, хранению, демонстрации и продаже скоропортящихся продуктов. Этот термин обозначает также иногда большие по размеру, собранные на месте эксплуатации холодильные устройства и камеры, используемые для этих целей.

Ряд холодильных устройств специального назначения не поддается классификации, но торговое холодильное оборудование группируется в три основных типа: холодильные шкафы, малые холодильные камеры, охлаждаемые прилавки и витрины.

Холодильные шкафы

Холодильные шкафы относятся к группе наиболее универсального и широко используемого торгового оборудования. Они применяются в продуктовых магазинах, на мясных рынках, в пекарнях, барах и кафе, ресторанах, цветочных магазинах, гостиницах и т. д. Некоторые виды шкафов используются только для хранения, а другие применяются для хранения и демонстрации продуктов (рис. 9-7). Шкафы для хранения обычно имеют прочные двери, а шкафы для демонстрации продуктов снабжены стеклянными дверями.

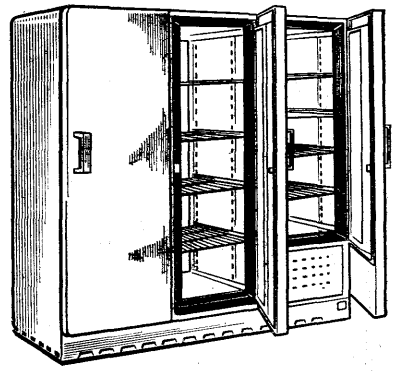


Рис. 9-7. Холодильный шкаф

Малые холодильные камеры

Малые холодильные камеры в основном предназначены для хранения продуктов и выпускаются в большом диапазоне размеров для удовлетворения любых потребностей. Почти все продуктовые магазины, рынки, гостиницы, рестораны используют малые холодильные камеры для хранения скоропортящихся продуктов. Некоторые камеры снабжены стеклянными дверями, что особенно удобно для хранения, демонстрации и продажи молочных продуктов, яиц и напитков. Указанные малые холодильные камеры широко используются в продуктовых магазинах, в особенности в таких, в которые можно въехать на автомобиле.

Охлаждаемые прилавки и витрины

Эта группа оборудования предназначена для возможно более привлекательной демонстрации продуктов для стимулирования их продажи. Поэтому основное внимание в конструкции уделяется вопросу демонстрации продукта. Это несовместимо во многих случаях с сохранением оптимальных условий хранения. Срок хранения в прилавке и витрине часто крайне ограничен, т. е. от нескольких часов до недели или несколько больше в зависимости от продукта и типа оборудования.

Это оборудование делится на два типа: витрины самообслуживания и прилавки с продавцами для обслуживания покупателей. Витрины самообслуживания находят широкое применение в универсамах и других больших продуктовых магазинах и магазинах самообслуживания, а прилавки используются

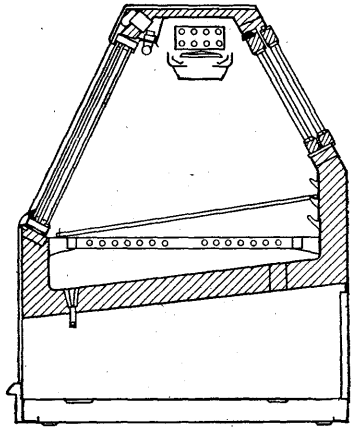


Рис. 9-8. Витрина для мясных продуктов

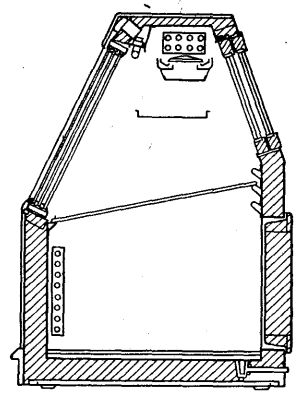


Рис. 9-9. Прилавок-витрина для мясных продуктов.

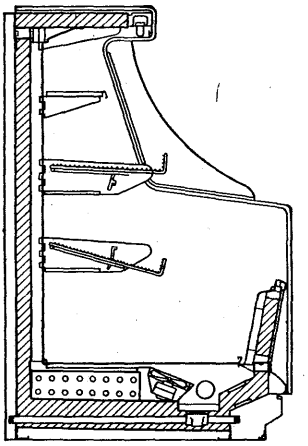


Рис. 9-10. Многоярусная витрина

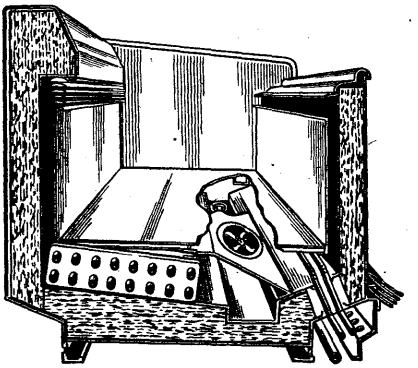


Рис. 9-11. Открытая витрина для продажи замороженных продуктов и мороженого

в небольших продуктовых магазинах, булочных-кондитерских и др. (рис. 9-8 и 9-9).

Этот вид торгового оборудования выпускается открытого и закрытого типов, причем открытый тип получает все большее распространение. С появлением универсамов растет использование открытых витрин самообслуживания, а закрытые витрины становятся устаревшим типом оборудования. Некоторые наиболее распространенные типы открытых витрин самообслуживания показаны на рис. 9-10 и 9-11. Эти витрины используются для демонстрации мяса, овощей, фруктов, замороженных продуктов, мороженого, молочных и деликатесных продуктов. Конструкции этих витрин несколько различаются в зависимости от продуктов. Витрины выпускаются для монтажа у стены или в виде островного оборудования. В некоторых витринах имеется емкость для хранения.

Оборудование специального назначения

Торговое оборудование, рассмотренное в предыдущих разделах, выпускается различной конструкции для отдельных видов продуктов и в зависимости от применения. Выпускается также оборудование специального назначения. В группу наиболее широко используемого оборудования специального назначения входят охладители напитков и молока (последние используются, например, на молочных фермах), охлаждаемые автоматы для продажи молока и напитков, охлаждаемые прилавки для продажи напитков и газированной воды, холодильные шкафы, монтируемые за стойкой в барах, шкафы для цветов, замедлители роста теста, витрины для кондитерских изделий, холодильные камеры для сохранения трупов.

ВЫВОДЫ

Глубокое знание вопросов применения соответствующего оборудования является условием хорошего конструирования и выбора. В данной главе представлен краткий обзор некоторых возможностей применения машинного холодильного оборудования, причем особое внимание уделялось торговому холодильному оборудованию.

Имеется множество вариантов применения машинного холодильного оборудования, и они слишком разнообразны для того, чтобы можно было рассмотреть их подробно. В этом нет необходимости, и это нежелательно, так как методы конструирования и выбор оборудования практически одинаковы для всех видов применения. Торговое холодильное оборудование рассматривалось здесь потому, что оно применяется широко. Проблемы, возникающие в этой области, характерны и для других типов оборудования. В данной и в следующих главах рассматриваются в основном вопросы, касающиеся торгового холодильного оборудования, однако принципы конструирования и способы выбора могут быть отнесены ко всем случаям применения машинного холодильного оборудования.

В книге не делается попыток рассматривать вопросы кондиционирования воздуха, за исключением очень общих моментов. Необходимо, однако, подчеркнуть, что при использовании торгового холодильного оборудования требуется кондиционирование воздуха для точного регулирования температуры, влажности, движения и чистоты воздуха в охлаждаемом объеме.

Глава 10
РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ

ТЕПЛОВАЯ НАГРУЗКА

Тепловая нагрузка на холодильное оборудование состоит из нескольких теплопритоков: теплоприток в охлаждаемое пространство из окружающей среды за счет теплопроводности изолированных стен; теплоприток в результате непосредственной радиации через стекло или другие прозрачные материалы; поступление теплого воздуха через открытые двери, щели вокруг окон и дверей; теплота от продуктов, охлаждаемых до требуемой температуры; теплоотдача от людей, находящихся в охлаждаемом пространстве; теплоприток от теплоизлучающего оборудования, установленного в помещении, например от электродвигателей, ламп освещения, электронного оборудования, аппаратов, работающих на паре, кофеварок и пр.

Ниже показано, что не все эти виды

теплопритоков участвуют в каждом рассматриваемом случае и роль конкретного теплопритока в общей тепловой нагрузке различна.

ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТЬ РАБОТЫ ОБОРУДОВАНИЯ

Холодильная установка, работающая в нормальном режиме, включая частое оттаивание испарителя, должна справляться с тепловой нагрузкой, периодически выключаясь. В большинстве случаев воздух, циркулирующий через испаритель, охлаждается до температуры ниже точки росы, и влага из воздуха конденсируется на его поверхности. Когда температура поверхности испарителя выше точки замерзания воды, влага, конденсируемая на нем, стекает и отводится из камеры. Однако если температура испарителя ниже точки замерзания воды, то конденсируемая влага замерзает и на его поверхности образуется слой инея. Накапливающийся слой инея изолирует испаритель и снижает его производительность. Поэтому иней необходимо периодически оттаивать, повышая температуру поверхности испарителя выше точки замерзания воды. Температуру поддерживают на этом уровне до полного оттаивания инея и удаления талой воды из камеры.

Для процесса оттаивания независимо от применяемого способа требуется определенное время, в течение которого прекращается охлаждающее действие испарителя[1].

Один из способов оттаивания испарителя заключается в остановке компрессора. При этом испаритель постепенно нагревается до температуры в камере, и эта температура поддерживается до полного оттаивания инея. Теплота для оттаивания поступает из воздуха охлаждаемого пространства. Поэтому оттаивание происходит довольно медленно и требует значительного времени. Опыт показывает, что при этом способе оттаивания максимальная продолжительность работы оборудования в сутки составляет 16 ч, а на процесс оттаивания требуется 8 ч. Следовательно, холодильное оборудование должно иметь такую производительность, чтобы за 16 ч работы вырабатывалось достаточное количество холода.

При поддержании в охлаждаемой камере температуры ниже 1,5°С при остановке оборудования оттаивания полностью не происходит. В случае повышения температуры в камере в нерабочую часть цикла находящиеся в ней продукты могут испортиться. Поэтому при температуре в камере ниже 1,5°С необходимо дополнительно обогревать испаритель. Обычно поверхность змеевика обогревают искусственно с помощью электронагревателя, воды или горячего пара хладагента, поступающего из нагнетательного трубопровода компрессора (см. главу 20).

Процесс оттаивания любым из этих способов протекает значительно быстрее, чем при остановке оборудования. Следовательно, при дополнительном обогреве продолжительность остановки оборудования меньше, а продолжительность работы оборудования может быть более длительной. Установки с дополнительным обогревом при оттаивании характеризуются максимальной продолжительностью работы от 18 до 24 ч в сутки в зависимости от того, как часто требуется оттаивать испаритель в каждом конкретном случае.

Интересно отметить, что при комфортном кондиционировании воздуха температура испарителя обычно около 4,5° С, в связи с чем иней на его поверхности не образуется, и поэтому не требуется останавливать оборудование для оттаивания. По этой причине оборудование для кондиционирования воздуха обычно рассчитано на непрерывную работу.

[1] Исключением является способ оттаивания испарителя непрерывным орошением рассолом. В данном случае оборудование может работать постоянно.

Это действительно также и для других случаев применения холодильного оборудования, на охлаждающей поверхности испарителя которого иней не образуется.

Если неудобно рассчитывать тепловую среднечасовую нагрузку за сутки, то нагрузку определяют за час с увеличением полученного результата на соответствующий коэффициент. Например, при желательной продолжительности работы оборудования в сутки 16 ч, тепловую нагрузку умножают на коэффициент 1,5 (24/16). Это увеличивает требуемую производительность оборудования на 50% с тем, чтобы оно могло справиться с 24-часовой тепловой нагрузкой за 16 ч работы. Коэффициенты для других желательных сроков работы можно определить по следующей формуле:

$$Q_0 = (24/\tau)\, Q, \qquad (10\text{-}1)$$

где Q_0 — требуемая холодопроизводительность оборудования, кВт; τ — продолжительность работы, ч; Q — общая тепловая нагрузка, кВт.

РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ

Для упрощения расчета общую тепловую нагрузку разбивают на ряд отдельных нагрузок в зависимости от количества источников теплоты.

Общая тепловая нагрузка на торговое холодильное оборудование состоит из четырех отдельных нагрузок: теплопритока от окружающей среды, проходящего через стены; тепловой нагрузки от воздухообмена; тепловой нагрузки от продуктов; различных дополнительных тепловых нагрузок.

Теплоприток через стены

Теплоприток через стены — это тепловой поток в охлаждаемую камеру из окружающей среды за счет теплопроводности. В природе не существует абсолютной изоляции, и поэтому, когда температура в помещении ниже, чем температура окружающей среды, всегда имеется некоторый приток теплоты. Теплоприток через стены характерен для всех случаев применения холода и обычно составляет значительную часть общей тепловой нагрузки. Исключение составляет жидкостное охлаждение, когда наружная поверхность охладителя небольшая, а стенки аппарата хорошо изолированы. В данном случае теплоприток через стенки охладителя настолько мал относительно общей тепловой нагрузки, что им можно пренебречь. Однако в торговых холодильных камерах и шкафах, а также в установках кондиционирования воздуха в жилых домах теплоприток через стены часто составляет основную часть общей тепловой нагрузки.

Тепловая нагрузка от воздухообмена

Когда открывают дверь охлаждаемой камеры, теплый наружный воздух поступает в нее, замещая более плотный холодный воздух, который выходит через дверь. Теплота, которую необходимо отвести от теплого наружного воздуха для снижения его температуры и влагосодержания до расчетных параметров в охлаждаемом пространстве, составляет часть общей тепловой нагрузки на оборудование.

Величина отношения тепловой нагрузки в результате воздухообмена к общей тепловой нагрузке зависит от конкретных условий. В некоторых случаях тепловая нагрузка от воздухообмена ничтожно мала, а в других составляет значительную часть общей нагрузки. Например, при использовании жидкостных охладителей нет дверей или других неплотностей, через которые может поступать теплый воздух, следовательно, нет и воздухообмена. Совершенно обратное явление наблюдается при кондиционировании воздуха, когда кроме воздухообмена через открытые двери имеется значительный приток воздуха в кондиционируемое пространство через щели вокруг окон и дверей. Кроме того,

при кондиционировании воздуха очень часто наружный воздух специально вводится в кондиционируемое пространство в целях его вентиляции. Если в кондиционируемом пространстве находится большое количество людей, то необходимо подавать большое количество свежего воздуха, и тепловая нагрузка в результате охлаждения и осушения этого воздуха до расчетных параметров в помещении часто составляет значительную часть общей тепловой нагрузки.

При кондиционировании воздуха тепловая нагрузка от воздухообмена является тепловой нагрузкой от вентиляции или тепловой нагрузкой от инфильтрации. Термин «тепловая нагрузка от вентиляции» используют в том случае, когда воздухообмен в помещении — это результат намеренной подачи наружного воздуха в целях вентиляции. Термин «тепловая нагрузка от инфильтрации» применяют, когда воздухообмен — это результат естественной инфильтрации воздуха в помещение через щели вокруг дверей и другие неплотности. В каждом случае кондиционирования воздуха имеется тепловая нагрузка от инфильтрации или от вентиляции, но редко они имеют место одновременно.

Двери в торговом оборудовании снабжены прокладками и хорошо уплотнены, вследствие чего приток воздуха, если он имеется, крайне незначителен. Следовательно, в торговом оборудовании воздухообмен ограничивается тем, что воздух поступает в охлаждаемый объем при открывании и закрывании дверей.

Невозможно переоценить необходимость сведения к минимуму или полного исключения притока наружного воздуха в холодильные и низкотемпературные камеры через щели вокруг дверей и другие неплотности. Приток наружного воздуха может по-разному влиять на величину тепловой нагрузки. Однако водяной пар, который конденсируется из теплого воздуха в щелях, часто замерзает в них, может вызвать повреждения оборудования.

По периметру двери прокладывают нагревательный элемент, который предотвращает конденсацию влаги на этих поверхностях, поддерживая их температуру выше точки росы поступающего теплого воздуха. Кроме того, важно наличие небольшого обогреваемого отверстия для уравнивания давления воздуха внутри и снаружи холодильной или низкотемпературной камеры. Без такого регулируемого уравнивания в холодильной или низкотемпературной камере может возникнуть пониженное давление, когда температура теплого воздуха, поступающего в камеру при открывании и закрывании дверей, снижается до расчетной величины. Естественно, что разность давлений воздуха внутри и снаружи камеры значительно увеличивает вероятность притока теплого воздуха через уплотнения дверей и через другие отверстия в ограждениях, например в местах прохода трубопроводов хладагента и слива талой воды, электропроводки.

Тепловая нагрузка от продуктов

Данная нагрузка создается теплотой, которая отводится от продуктов для понижения их температуры до заданной. Под термином «продукт» понимается любой материал, температура которого понижается с помощью холодильного оборудования, и включает не только скоропортящиеся пищевые продукты, но и бетонную массу, резину, жидкости всех видов. В некоторых случаях продукт замораживается и отводимая скрытая теплота является частью тепловой нагрузки от продуктов.

Иногда продукты поступают в камеру при температуре ниже их нормальной температуры хранения. Например, в процессе закладки мороженое часто охлаждают до —18° С или —23° С, а хранят при —12° С, что является идеальной температурой для глазирования. Когда такой продукт поступает на хранение при температуре ниже температуры в камере хранения, он поглощает

теплоту из воздуха в камере и нагревается до температуры хранения, создавая некоторое охлаждающее действие. Другими словами, он образует так называемую отрицательную тепловую нагрузку, которую теоретически можно вычесть из общей тепловой нагрузки. Этого, однако, никогда не делают, так как охлаждающее действие незначительно и непродолжительно.

Тепловая нагрузка на холодильное оборудование вследствие охлаждения продукта может быть периодической или постоянной в зависимости от конкретных условий. Нагрузка от продуктов является частью общей тепловой нагрузки только тогда, когда температура продуктов понижается до температуры хранения или когда они замораживаются. В том случае, если продукты охлаждены до температуры хранения, они перестают быть источником теплоты, и тепловую нагрузку от продуктов в общей нагрузке на оборудование не учитывают. Исключение составляют фрукты и овощи, которые в процессе хранения при температуре выше температуры замораживания отдают теплоту дыхания[1].

Существует, конечно, ряд случаев, когда охлаждение продукта — это более или менее постоянный процесс, а тепловая нагрузка от продукта — это постоянная нагрузка на оборудование. Подобное явление имеет место, например, в остывочных камерах, предназначенных для охлаждения теплого продукта до температуры хранения[2]. Продукт, охлажденный до температуры хранения, из остывочной камеры перевозится в холодильную, а остывочную камеру снова загружают теплым продуктом. В таких случаях тепловая нагрузка от продукта непрерывна и обычно составляет значительную часть общей тепловой нагрузки на оборудование.

Охлаждение жидкости — это другой случай постоянной нагрузки на холодильное оборудование. Охлаждаемая жидкость проходит через охладитель непрерывно. В данном случае тепловая нагрузка от продукта является практически единственной нагрузкой на оборудование, так как нагрузки от воздухообмена и теплоприток через стены и другие дополнительные нагрузки не имеют места.

При кондиционировании воздуха не существует тепловой нагрузки от продуктов, но имеется некоторая нагрузка, которая при понижении температуры исчезает, когда достигаются устойчивые расчетные условия.

Различные тепловые нагрузки

Тепловые нагрузки, иногда называемые дополнительными нагрузками, образуются за счет различных источников теплоты. Главным источником такой нагрузки являются люди, работающие или находящиеся в охлаждаемом пространстве, а также освещение и другое электрооборудование, функционирующее в этом помещении.

В торговом холодильном оборудовании эти нагрузки относительно малы. Их источником являются только освещение и электродвигатели вентиляторов.

При кондиционировании воздуха таких нагрузок нет вообще. Однако нельзя утверждать, что тепловая нагрузка от пребывания людей и работы оборудования в данном случае не составляет части общей тепловой нагрузки. Наоборот, люди и оборудование создают такую большую часть тепловой нагрузки на оборудование для кондиционирования воздуха, что часто рассматриваются как отдельные нагрузки и соответствующим образом рассчитываются. Например, при кондиционировании воздуха

---

[1] При проектировании холодильных камер для кратковременного хранения общепринято предусматривать понижение температуры продукта на 5°С.

[2] В отдельных случаях в остывочной камере продукт не охлаждается до конечной температуры хранения, и некоторое дополнительное охлаждение осуществляется в холодильной камере хранения.

в помещении, где находится большое количество людей (театры, рестораны и пр.), тепловая нагрузка от пребывания людей составляет основную часть общей тепловой нагрузки. Кроме того, многие системы кондиционирования воздуха монтируются с единственной целью отвода теплоты от электрического, электронного и других типов тепловыделяющего оборудования. В этих случаях теплота от работающего оборудования является основной частью тепловой нагрузки.

Факторы, определяющие теплоприток через стены

Количество теплоты, передаваемой через стены охлаждаемого пространства в единицу времени, является функцией трех факторов, соотношение которых выражается следующим уравнением:

$$Q = FK\Delta T, \qquad (10\text{-}2)$$

где Q — интенсивность теплопередачи, Вт; F — площадь наружной поверхности стены, м^2; k — коэффициент теплопередачи Вт/(м^2 × × К); ΔT — разность температур по обе стороны стены, К.

Коэффициент теплопередачи — это количество теплоты, проходящей через 1 м^2 площади поверхности стены от воздуха с одной стороны стены к воздуху на другой стороне при разности температур по обе стороны стены 1 К. Величина коэффициента теплопередачи зависит от толщины стены и материала, из которого она сделана. Материал должен обладать хорошими теплоизолирующими свойствами (теплопроводность минимальна), так как теплоприток в охлаждаемое пространство и тепловая нагрузка на холодильное оборудование должны быть наименьшими.

Пример 10-1. Определить интенсивность теплового потока через стену размером 3 м × × 6 м, если коэффициент теплопередачи стены равен 0,37 Вт/(м^2·К), температура с одной стороны стены равна 4°С, а с другой составляет 35°С.

Р е ш е н и е.

Общая площадь стены $F = 3 \times 6 = 18$ м^2.

Разность температур по обе стороны стены $\Delta T = 35°С - 4°С = 31°С$.

Применяя уравнение (10-2), находим величину теплопритока через стену

$$Q = 18 \text{ м}^2 \times 0{,}37 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)} \ 31 \text{ К} = 206 \text{ Вт} = 0{,}206 \text{ кВт}.$$

Определение коэффициента теплопередачи

При необходимости коэффициент теплопередачи можно рассчитать для любой стены, если известна теплопроводность каждого из видов материала, использованного в строительстве. Теплопроводность некоторых наиболее часто используемых при строительстве стен холодильников материалов приведена в табл. 10-1.

Теплопроводность материала λ — это количество теплоты, проходящей через 1 м^2 поперечного сечения материала толщиной 1 м при разности температур 1 К по обе стороны материала. Единица измерения теплопроводности 1 Вт/(м · К).

Пример 10-2. Определить теплопроводность слоя пенополиуретана толщиной 125 мм.

Р е ш е н и е.

По табл. 10-1 находим, что теплопроводность пенополиуретана равна 0,025 Вт/(м· К).

Интенсивность теплопередачи через ограждение из неоднородных материалов, например через строительный бетонный блок (рис. 10-1), неодинакова в разных его частях. Поэтому теплопроводность ограждения из неоднородных ма-

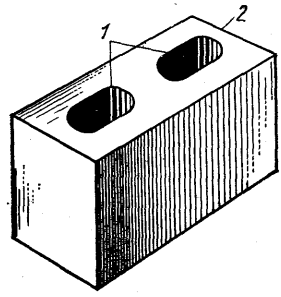


Рис. 10-1. Строительный блок:
1 — воздушная полость; *2* — бетон

Таблица 10-1

Теплотехнические характеристики материалов стен холодильников

Ограждение	Материал	Теплопроводность λ, Вт/(м·К)	Коэффициент теплопередачи k, Вт/(м²·К)
Кладка	Обычный кирпич	0,72	
	Облицовочный кирпич	1,3	
	Гипсобетон	0,72	
	Шлакобетон	1,73	
	Бетонные блоки толщиной		
	100 мм с песчаным заполнителем		7,95
	200 мм с песчаным заполнителем		5,11
	300 мм с песчаным заполнителем		4,43
	100 мм со шлаковым заполнителем		5,11
	200 мм со шлаковым заполнителем		3,29
	300 мм со шлаковым заполнителем		3,01
	Алебастр толщиной 13 мм		17,72
	Пустотелый кирпич толщиной		
	100 мм		5,11
	150 мм		3,75
	200 мм		3,07
Деревянные панели	Клен, дуб, другая древесина твердых пород	0,16	
	Пихта, сосна, древесина других хвойных пород	0,12	
	Фанера толщиной 13 мм		9,09
	Фанера толщиной 19 мм		6,08
Кровля	Рулонный кровельный толь		36,91
	Готовая кровля толщиной 9 мм		17,03
Изоляция	Минеральная вата, стекловолокно	0,039	
	Плиточный материал		
	пеностекло	0,058	
	пробка	0,043	
	стекловолокно	0,036	
	пенополиуретан (гладкий)	0,029	
	пенополиуретан (ячеистый)	0,036	
	пенополиуретан	0,025	
	Засыпной материал		
	резная бумага или древесная масса	0,039	
	древесные опилки или стружка	0,065	
	минеральные вата, шерсть, шлак	0,039	
	кора красного дерева	0,037	
	древесное волокно из древесины хвойных пород	0,043	
Воздушная прослойка	Неподвижная		9,37
	Подвижная		
	скорость движения 3,35 м/с		22,70
	скорость движения 6,7 м/с		34,10
Остекление	Однослойное		6,42
	Двухслойное		2,61
	Трехслойное		1,65
	Четырехслойное		1,19

териалов определяется экспериментальным путем.

Сопротивление стены или материала теплопередаче обратно пропорционально их теплопроводности. Следовательно, общее термическое сопротивление стены можно выразить как величину, обратную коэффициенту теплопередачи, а термическое сопротивление каждого материала — как величину, обратную его

теплопроводности, т. е. общее термическое сопротивление стены $R = 1/k$, а термическое сопротивление отдельного материала равно $1/\lambda$ или δ/λ. Значение $1/\lambda$ характеризует сопротивление тепловому потоку только через материал и не учитывает термического сопротивления тонкого слоя воздуха открытой поверхности материала. Необходимо принять во внимание сопротивление воздуха на обеих сторонах стены при определении общего термического сопротивления потоку теплоты. В табл. 10-1 приведены коэффициенты теплопередачи слоя воздуха на поверхности стены при средней скорости ветра.

Если стена состоит из нескольких слоев различных материалов, то общее термическое сопротивление равно сумме термических сопротивлений этих материалов, включая сопротивление слоя воздуха, т.е.

$$R = 1/k = 1/\alpha_н + \delta_1/\lambda_1 + \delta_2/\lambda_2 + \ldots + \delta_n/\lambda_n + 1/\alpha_{вн}. \quad (10\text{-}3)$$

Поэтому коэффициент теплопередачи равен

$$k = 1/(1/\alpha_н + \delta_1/\lambda_1 + \delta_2/\lambda_2 + \ldots + \delta_n/\lambda_n + 1/\alpha_{вн}), \quad (10\text{-}4)$$

где $\alpha_н$ — коэффициент теплоотдачи с внешней поверхности стены, пола или потолка; $\alpha_{вн}$ — коэффициент теплоотдачи с внутренней поверхности стены, пола или потолка.

Пример 10-3. Понимая, что скорость ветра равна 3,35 м/с, вычислить коэффициент теплопередачи стены, состоящей из блоков песчаника толщиной 200 мм, слоя теплоизоляции из пенополиуретана толщиной 75 мм и отделанной изнутри цементной штукатуркой толщиной 13 мм.

Р е ш е н и е. По табл. 10-1 находим для блока песчаника толщиной 200 мм $\lambda = 5{,}11$ Вт/(м·К);

пенополиуретана $\lambda = 0{,}025$ Вт/(м·К);

цементной штукатурки $\lambda = 0{,}72$ Вт/(м·К);

коэффициент теплоотдачи с внутренней поверхности стены $\alpha_{вн} = 9{,}37$ Вт/(м²·К);

коэффициент теплоотдачи с наружной поверхности стены $\alpha_н = 22{,}7$ Вт/(м²·К).

Применяя уравнение (10-4), рассчитываем общее термическое сопротивление стены

$$R = 1/k = 1/22{,}7 + 1/5{,}11 + 0{,}075/0{,}025 + 0{,}013/0{,}72 + 1/\ ,37 = 0{,}044 + 0{,}196 + 3{,}0 + 0{,}018 + 0{,}107 = 3{,}37 \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт}.$$

Поэтому $k = 1/3{,}37 = 0{,}297$ Вт/(м²·К).

В большинстве случаев теплоизоляционный материал, используемый в конструкции стены холодильника, обусловливает величину ее коэффициента теплопередачи. Коэффициент теплоотдачи и теплопроводность других материалов в конструкции стены незначительно влияют на величину коэффициента теплопередачи стены, т. е. термическое сопротивление изоляционного материала значительно больше термического сопротивления слоя воздуха и строительных материалов. Поэтому при расчете коэффициента теплопередачи ограждений небольших холодильных камер достаточно использовать теплопроводность изоляционного материала.

Таблица 10-2

Коэффициент теплопередачи стен, потолка и пола холодильника, Вт/(м²·К)

Толщина теплоизоляции, мм	Теплопроводность изоляции, Вт/(м·К)							
	0,025	0,03	0,035	0,04	0,045	0,05	0,055	0,06
25	0,732	0,834	0,931	1,013	1,091	1,163	1,229	1,289
50	0,42	0,489	0,556	0,617	0,675	0,731	0,784	0,834
75	0,295	0,346	0,397	0,443	0,489	0,533	0,576	0,617
100	0,227	0,267	0,308	0,346	0,383	0,420	0,455	0,489
125	0,182	0,218	0,252	0,283	0,315	0,346	0,376	0,405
150	0,153	0,184	0,213	0,240	0,267	0,294	0,32	0,346
175	0,136	0,159	0,185	0,208	0,232	0,256	0,279	0,302
200	0,119	0,14	0,163	0,184	0,206	0,227	0,247	0,267

Коэффициенты теплопередачи определены для различных конструкций стен и для удобства сведены в таблицу (табл. 10-2).

Пример 10-4. Определить из табл. 10-2 коэффициент теплопередачи стены из пустотелого кирпича толщиной 150 мм с изоляцией из пробковых плит толщиной 150 мм.

Р е ш е н и е. В табл. 10-1 находим, что теплопроводность пробковой плиты равна 0,043 Вт/(м· К). В табл. 10-2 в колонке на левой стороне находим толщину изоляции 150 мм. Перемещаясь вниз по колонке соответствующего коэффициента теплопроводности 0,045 мм, находим коэффициент теплопередачи, который равен 0,267 Вт/(м²· К).

Использование теплоизоляционных показателей стен и материалов, указанных в табл. 10-1 и 10-2, зависит от их устройства и качества изготовления. Например, многие изоляционные материалы проницаемы для водяного пара, и если не имеется соответствующей пароизоляции на теплой стороне изоляционного материала, то вследствие более высокого давления пара с более теплой стороны ограждения будет наблюдаться миграция водяного пара через изоляцию в сторону более низкого давления пара на более холодной стороне. В результате миграции температура пара станет ниже

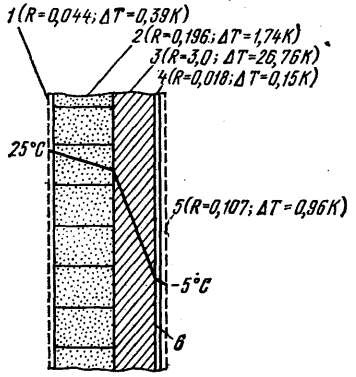


Рис. 10-2. Стена холодильника (см. пример 10-4):

1 — наружный слой воздуха; *2* — бетонный блок толщиной 200 мм; *3* — слой пенополиуретана толщиной 75 мм; *4* — слой бетонной штукатурки толщиной 13 мм; *5* — внутренний слой воздуха; *6* — пароизоляционный слой на теплой стороне изоляции

температуры насыщения, соответствующей давлению, вызывая конденсацию пара в изоляции, которая постепенно насыщается водой. Кроме того, если температура изоляции ниже точки замерзания воды, то сконденсировавшийся пар превращается в лед. В любом случае вода и лед являются хорошими проводниками теплоты, и свойства изоляционного материала полностью утрачиваются.

Градиент температуры стены холодильника показан на рис. 10-2. Обратите внимание, что разность температур по обе стороны каждого из элементов стены пропорциональна термическому сопротивлению данного элемента, а общая разность температур (градиент) по обе стороны стены — это сумма разности температур по обе стороны каждого из элементов стены.

Разность температур по обе стороны стены холодильной камеры

Расчетная разность температур по обе стороны стены холодильной камеры обычно принимается равной разности внутренней и наружной расчетных температур. Внутренняя расчетная температура — это температура, которая поддерживается в охлаждаемом пространстве и зависит в основном от вида продукта и продолжительности его хранения. Рекомендуемые температуры хранения различных продуктов даны в табл. 10-7—10-10.

Наружная расчетная температура зависит от места расположения холодильной камеры. Для стен холодильной камеры, находящейся в здании, наружная расчетная температура принимается равной температуре внутри здания. Когда стены холодильной камеры являются наружными, в качестве наружной расчетной температуры принимается температура для данного географического района, где расположено здание.

Разность температур по обе стороны потолка и пола

Потолок холодильной камеры рассматривается как внутренняя стена, когда камера расположена в здании и имеется достаточное пространство между потолком камеры и потолком здания для свободной циркуляции воздуха. Таким же образом, если потолок камеры омывается наружным воздухом, потолок рассматривается как наружная стена. Это действительно и для полов, за исключением случая, когда пол камеры укладывается на плиту, размещенную на почве. Вообще температура почвы под плитой колеблется несущественно в течение года и всегда значительно ниже наружной расчетной температуры по сухому термометру для данного района в летний период. Значения температур почвы, используемые для определения разности температур по обе стороны пола в холодильных камерах, приведены ниже. Эти данные основаны на наружной расчетной температуре по сухому термометру для определенного района зимой.

Наружная расчетная температура зимой, °С	—40	—35	—30	—25	—20	—15	—10	—5	0
Расчетная температура почвы, °С	7	10	12	15	17	20	22	25	27

Если пол низкотемпературной камеры укладывается непосредственно на почву, то необходимо принять меры для предотвращения миграции и последующего замерзания почвенной воды под полом, так как силы расширения, возникающие при замерзании воды, вызывают вспучивание почвы, что может быть причиной серьезных повреждений строительных конструкций. Для предупреждения вспучивания почвы следует регулировать температуру почвы под камерой, а также подводить теплоту к поверхностному слою почвы, когда температура его приближается к температуре замерзания. Для поддержания температуры почвы выше точки замерзания применяют каналы для подачи теплого воздуха, электронагревательные элементы, трубчатые змеевики для циркуляции рассола или раствора антифриза.

Влияние солнечной радиации

Температура наружной поверхности стен холодильника всегда значительно выше температуры окружающей среды, если стены холодильника расположены таким образом, что они получают избыточное количество теплоты от солнечной радиации или другого горячего тела. Простым примером этого явления служит повышенная температура поверхности автомобиля, стоящего на солнце. Температура металлической поверхности намного выше температуры окружающей среды. Величина разности температур поверхности и окружающей среды зависит от количества солнечной энергии, воздействующей на поверхность, и от отражательной способности данной поверхности. Вспомните, что лучистая энергия отражается или поглощается любым непрозрачным материалом, на которую она попадает. Светлые гладкие поверхности отражают больше и поглощают меньше лучистой энергии, чем темные шероховатые поверхности. Следовательно, температура поверхности светлоокрашенных гладких стен будет несколько ниже температуры темных и шероховатых стен при одинаковой солнечной радиации.

Любое повышение температуры наружной поверхности увеличивает разность температур по обе стороны стены, поэтому при расчете разность температур по обе стороны освещенных солнцем стен должна быть скорректирована для компенсации влияния солнечной радиации. Поправочные величины для освещенных солнцем стен приведены в табл. 10-3. Эти значения прибавляются к нормальной разности температур.

Таблица 10-3

Поправка (в °С) на солнечную радиацию

Поверхность	Восточная стена	Южная стена	Западная стена	Плоская крыша
Темного цвета, например Шиферная кровля Гудроновое покрытие Черная краска	5	3	5	11
Среднего цвета, например Неокрашенное дерево Кирпич Красная черепица Темный цемент Красная, серая или зеленая краска	3	2	3	8
Светлого цвета, например Белый камень Светлый цемент Белая краска	2	1	2	5

Примечания:
1. Величины, указанные в таблице, прибавляются к нормальной разности температур при расчете теплопритока для компенсации влияния солнечной радиации.
2. Данные таблицы нельзя использовать при расчете систем кондиционирования воздуха.

Расчет теплопритока через ограждения

При определении теплопритока через ограждения камеры необходимо учитывать теплоприток через все стены, пол и потолок. Если некоторые стены или части стен имеют неодинаковую конструкцию и различные коэффициенты теплопередачи, то для них следует выполнить отдельные расчеты теплопритоков. Стены, имеющие одинаковые коэффициенты теплопередачи и разность температур по обе стороны, рассматриваются вместе. Если разница в величинах коэффициентов теплопередачи незначительна, а площадь поверхности стен небольшая, то при расчетах такие стены или части стен группируют вместе.

Пример 10-5. Малая холодильная камера размером 5 м × 7 м × 3 м размещена в юго-восточном углу магазина в районе, где наружная расчетная температура по сухому термометру летом 35°С, а зимой —6°С (рис. 10-3). Южная и восточная стены камеры являются также и стенами здания магазина. Высота потолка в магазине 4 м, между потолком холодильной камеры и перекрытием магазина расстояние 1 м. Температура кондиционированного воздуха в магазине поддерживается на уровне примерно 26°С. Внутренняя расчетная температура в камере 2°С. Северная и западная (внутренние) стены, пол и потолок изолированы гладким по-

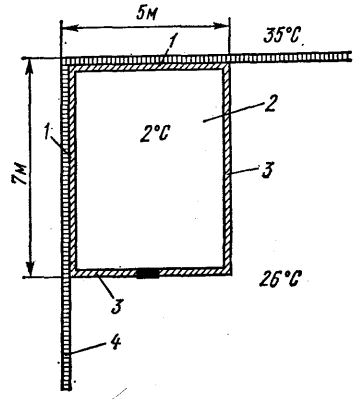


Рис. 10-3. План холодильной камеры:
1 — слой полистирола толщиной 100 мм; *2* — холодильная камера (высота потолка 3 м); *3* — перегородки, изолированные слоем полистирола толщиной 75 мм; *4* — кирпич толщиной 150 мм

листиролом с закрытыми порами толщиной 75 мм, а южная и восточная стены также изолированы полистиролом с закрытыми порами, но толщиной 100 мм. Определить теплоприток через ограждения камеры.

Решение. По табл. 10-1 находим, что теплопроводность для гладкого полистирола равна 0,029 Вт/(м·К). По табл. 10-2 определяем коэффициент теплопередачи для северной и западной стены, пола и потолка (толщина изоляции 75 мм) и коэффициент теплопередачи для южной и восточной стены (толщина изоляции 100 мм). Они равны 0,346 и 0,267 Вт/(м²·К) соответственно. Расчетная температура почвы равна 25°С (см. с. 150). Поправки на солнечную радиацию для южной и восточной стены (прибавляются к разности температуры внутри и снаружи) составляют 2 и 3°С соответственно. Для расчетов применяем уравнение (10-2).

Северная и западная стены, потолок:

$$Q'_{\text{огр}} = 71\ \text{м}^2 \times 0{,}346\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)} \times (26^\circ\text{С} - 2^\circ\text{С}) = 589{,}6\ \text{Вт}.$$

Южная стена:

$$Q''_{\text{огр}} = 15\ \text{м}^2 \times 0{,}267\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)} \times (37^\circ\text{С} - 2^\circ\text{С}) = 140{,}2\ \text{Вт}.$$

Восточная стена:

$$Q'''_{\text{огр}} = 21\ \text{м}^2 \times 0{,}267\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)} \times (38^\circ\text{С} - 2^\circ\text{С}) = 201{,}9\ \text{Вт}.$$

Пол:

$$Q''''_{\text{огр}} = 35\ \text{м}^2 \times 0{,}267\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)} \times (25^\circ\text{С} - 2^\circ\text{С}) = 215\ \text{Вт}.$$

Общий теплоприток через ограждения $Q_{\text{огр}} = 1147\ \text{Вт} = 1{,}147\ \text{кВт}$.

Расчет тепловой нагрузки от воздухообмена

Трудно определить с точностью теплоприток в охлаждаемое пространство от воздухообмена, за исключением случаев, когда количество воздуха, поступающего в помещение для вентиляции, известно. Теплоприток от воздухообмена определяют по следующему уравнению:

$$Q_{\text{во}} = m\,(i_{\text{н}} - i_{\text{вн}}), \qquad (10\text{-}5)$$

где $Q_{\text{во}}$ — тепловая нагрузка от воздухообмена, кВт; m — масса подаваемого в помещение наружного воздуха, кг/с; $i_{\text{н}}$ — энтальпия наружного воздуха, кДж/кг; $i_{\text{вн}}$ — энтальпия внутреннего воздуха, кДж/кг.

Количество воздуха обычно выражают в единицах объема, а не в единицах массы, вследствие чего в табл. 10-4 и 10-5 для облегчения расчетов теплоприток дан в килоджоулях на 1 л наружного воздуха, подаваемого в помещение. При расчете тепловой нагрузки от воздухообмена необходимо перемножить интенсивность инфильтрации воздуха (в л/с) на соответствующую величину теплопритока (табл. 10-4 или 10-5).

Пример 10-6. Интенсивность инфильтрации воздуха в охлаждаемое помещение равна 8 л/с. Если температура в холодильной камере поддерживается на уровне 2°С, а температура наружного воздуха по сухому термометру и относительная влажность равны 30°С и 50% соответственно, определить тепловую нагрузку от воздухообмена.

Решение. Посредством интерполяции величин, приведенных в табл. 10-4, находим, что теплоприток равен 0,0598 кДж/л.

Тепловая нагрузка от воздуха составляет:

$$Q_{\text{во}} = 8\ \text{л/с} \times 0{,}0598\ \text{кДж/л} = 0{,}478\ \text{кВт}.$$

Воздухообмен в охлаждаемом пространстве происходит только за счет инфильтрации через открытые двери. Исключение составляют случаи, когда воздух специально подается в камеру для вентиляции. Количество наружного воздуха, поступающего в камеру через открытые двери, зависит от размера, расположения двери или дверей, частоты и длительности открывания двери. Объединенное влияние всех этих факторов зависит от обстоятельств и с трудом подается точному определению. В основном величину воздухообмена определяют, исходя из опыта работы. Величина воздухообмена зависит от частоты и длительности открывания дверей, а также от внутреннего объема холодильной камеры и ее назначения. В табл. 10-6 даны приблизительные значения интенсивности инфильтрации для камер различного объема со средним коэффициентом использования.

Камеры со средним коэффициентом

Таблица 10-4

Теплоприток от наружного воздуха, поступающего в охлаждаемую камеру хранения, где температура выше 0°С, кДж/л

Температруа в камере хранения, °С	Температура поступающего наружного воздуха, °С									
	25			30			35		40	
	Относительная влажность поступающего наружного воздуха, °С									
	50	60	70	50	60	70	50	60	50	60
15	0,0128	0,0186	0,0246	0,0281	0,0357	0,0441	0,05	0,0563	0,0663	0,0795
10	0,0266	0,0323	0,0382	0,0319	0,0491	0,0574	0,0591	0,0694	0,0792	0,0992
5	0,0388	0,0445	0,0502	0,0536	0,061	0,0693	0,0708	0,081	0,0906	0,1036
0	0,0493	0,055	0,0606	0,0639	0,0713	0,0794	0,0808	0,091	0,1003	0,1141

Таблица 10-5

Теплоприток от наружного воздуха, поступающего в охлаждаемую камеру хранения, где температура ниже 0°С, кДж/л

Температура в камере хранения, °С	Температура поступающего наружного воздуха, °С									
	5		10		25		30		35	
	Относительная влажность поступающего наружного воздуха, %									
	70	80	70	80	50	60	50	60	50	60
0	0,0092	0,0111	0,0142	0,0154	0,0505	0,0562	0,0650	0,0724	0,0820	0,0921
—5	0,0193	0,0210	0,0235	0,0247	0,0592	0,0649	0,0736	0,0809	0,0903	0,1004
—10	0,0271	0,0288	0,0309	0,0321	0,0662	0,0719	0,0805	0,0877	0,0970	0,1071
—15	0,0350	0,0367	0,0383	0,0395	0,0732	0,0788	0,0873	0,0945	0,1037	0,1137
—20	0,0427	0,0444	0,0456	0,0468	0,0801	0,0857	0,0941	0,1013	0,1102	0,1203
—25	0,0501	0,0523	0,0525	0,0537	0,0866	0,0922	0,0998	0,1077	0,1165	0,1265
—30	0,0571	0,0588	0,0591	0,0604	0,0929	0,0985	0,1067	0,1138	0,1225	0,1325
—35	0,0640	0,0657	0,0656	0,0668	0,0989	0,1045	0,1126	0,1197	0,1283	0,1382
—40	0,0708	0,0725	0,0720	0,0732	0,1050	0,1106	0,1185	0,1256	0,1341	0,1440

использования не эксплуатируются при экстремальных температурах, и количество продуктов в них не превышает допустимого уровня.

Камеры с высоким коэффициентом использования эксплуатируются, например, на крупных рынках, в ресторанах и кухнях гостиниц, где температура в помещениях относительно высока и имеют место пиковые периоды с большой нагрузкой на холодильное оборудование, так как в камеры часто закладывают большое количество теплых продуктов.

Используя данные из табл. 10-4, 10-5 и 10-6, можно определить теплоприток от инфильтрации воздуха с помощью следующего уравнения:

$$Q_{во} = v\Delta i, \qquad (10\text{-}6)$$

где $Q_{во}$ — тепловая нагрузка от воздухообмена, кВт; v — интенсивность инфильтрации, л/с; Δi — изменение энтальпии, кДж/кг.

Пример 10-7. Холодильная камера имеет наружные размеры 4 м × 5 м × 3 м. Наружная температура воздуха равна 25°С, а относительная влажность 50%. В камере поддерживается температура 2°С, коэффи-

Таблица 10-6

Средняя интенсивность инфильтрации воздуха в охлаждаемую камеру при открытии двери, л/с

Объем камеры, м³	Температура в камере	
	выше 0°С	ниже 0°С
7	3,1	2,3
8,5	3,4	2,6
10	3,7	2,8
15	4,4	3,3
20	5,0	3,8
25	5,5	4,2
30	5,9	4,6
40	5,8	5,4
50	7,5	5,8
75	9	6,9
100	10,2	7,9
150	12,2	9,4
200	13,9	10,9
250	15,3	11,9
300	16,7	12,9
400	19	14,9
500	21,4	16,8
600	23,6	18,1
700	24,3	18,6
800	25,9	20,4
900	27,1	21,9
1000	28,9	23,1

Примечания:
1. Данные в таблице не относятся к камерам с вентиляционными решетками или клапанами.
2. Для камер с тамбуром значения интенсивности инфильтрации воздуха следует уменьшить на 50%.

циент ее использования средний. Толщина стен примерно 150 мм. Вычислить тепловую нагрузку от воздухообмена.

Решение. Если толщина стен 150 мм, то внутренние размеры камеры на 0,3 м меньше наружных, т. е. внутренний объем камеры 3,7 м × 4,7 м × 2,7 м = 47 м³. Интерполируя величины из табл. 10-6, находим, что интенсивность инфильтрации составляет 7,3 л/с при внутреннем объеме 47 м³. Интерполяцией данных, приведенных в табл. 10-4, находим, что коэффициент воздухообмена равен 0,0451 кДж/л. По уравнению (10-6) рассчитываем тепловую нагрузку от воздухообмена $Q_{во}$ = 7,3 л/с × × 0,0451 кДж/л = 0,329 кВт.

Расчет тепловой нагрузки от продуктов

Если продукт, загружаемый в холодильную камеру, имеет температуру выше температуры в камере, то он отдает теплоту воздуху до тех пор, пока не охладится до температуры в камере. Когда температура в холодильной камере поддерживается выше точки замерзания продукта, количество отдаваемой продуктом теплоты зависит от температуры в камере, массы, удельной теплоемкости и температуры продукта, поступающего в камеру. Теплоприток от продукта в камере в таких случаях рассчитывают по следующей формуле:

$$Q'_{пр} = mc\Delta T, \qquad (10\text{-}7)$$

где $Q'_{пр}$ — количество теплоты, кДж/кг; m — масса продукта, кг; c — удельная теплоемкость выше точки замораживания, кДж/(кг·К); ΔT — изменение температуры продукта, К.

Пример 10-8. Ежедневно 3500 кг свежей говядины загружают в остывочную камеру, где она охлаждается до 7°С. Рассчитать тепловую нагрузку на оборудование от продукта.

Решение. По табл. 10-7 находим, что удельная теплоемкость говядины выше точки замораживания равна 3,14 кДж/(кг·К). Используя уравнение (10-7), находим

$$Q'_{пр} = 3500 \times 3{,}14 \times (39°С - 7°С) = 351680 \text{ кДж}.$$

Обратите внимание, что в уравнении (10-7) нет значения времени, а полученный результат выражает только количество теплоты, отдаваемой продуктом при охлаждении. В примере 10-8 продолжительность охлаждения может быть менее 24 ч. Фактор времени τ всегда учитывают при определении интенсивности охлаждения, и тепловую нагрузку от продукта или интенсивность охлаждения продукта следует определять по следующему уравнению:

$$Q'_{пр} = mc\Delta T/\tau. \qquad (10\text{-}8)$$

Пример 10-9. Определить тепловую нагрузку от продукта, принимая, что говядина (см. пример 10-8) охлаждается за 20 ч.

Решение. По уравнению (10-8) вычисляем тепловую нагрузку

$$Q'_{пр} = 3500 \text{ кг} \times 3{,}14 \text{ кДж/(кг·К)}(39°С - 7°С)/(20 \times 3600 \text{ с}) = 4{,}88 \text{ кВт}.$$

Коэффициент скорости охлаждения

Тепловая нагрузка на оборудование, обусловливаемая продуктами, значительно выше в начальный период охлаждения, чем средняя нагрузка, рассчитанная в предыдущих примерах. В начальный период охлаждения имеет место более высокая разность температур между продуктом и воздухом в камере, в связи с чем продукт охлаждается быстрее и тепловая нагрузка более высокая. Поэтому если оборудование выбирают, исходя из того, что тепловая нагрузка от продукта равномерно распределяется в течение всего цикла охлаждения, то оно не будет иметь достаточной производительности, чтобы справиться с максимальной нагрузкой в начальный период охлаждения. Следовательно, можно ожидать значительного повышения температуры в камере в этот период. Когда такое повышение температуры нежелательно, при расчете тепловой нагрузки иногда используют коэффициент скорости охлаждения для компенсации неравномерности распределения тепловой нагрузки. Применение коэффициента скорости охлаждения позволяет увеличить расчетную тепловую нагрузку на величину, достаточную, чтобы уравнять среднюю часовую скорость охлаждения с часовой нагрузкой в пиковый период. В результате будет выбрано оборудование достаточной производительности для работы при пиковой тепловой нагрузке в начальный период охлаждения.

Коэффициенты скорости охлаждения для различных продуктов, приведенные в табл. 10-7—10-10, получены в результате действительных испытаний и расчетов. Величина их зависит от отношения продолжительности процесса загрузки к общей продолжительности цикла охлаждения. Например, испытания показывают, что скорость охлаждения стандартной говядины и свинины в начальный период на 50% выше средней скорости в течение всего периода. При расчете тепловой нагрузки без учета коэффициента скорости охлаждения получают среднюю скорость охлаждения в течение всего периода. Для определения скорости охлаждения в начальный период необходимо среднюю скорость умножить на 1,5. Для удобства коэффициенты скорости охлаждения в таблицах даны в виде обратных величин. Так, коэффициент скорости охлаждения для говядины равен 0,67 (1/1,5).

Уравнение (10-8) при использовании коэффициента скорости охлаждения k_v записывают следующим образом:

$$Q'_{\text{пр}} = mc\Delta T/(\tau k_v). \qquad (10\text{-}9)$$

Пример 10-10. Вычислить тепловую нагрузку от продукта (см. пример 10-9) с использованием соответствующего коэффициента скорости охлаждения.

Р е ш е н и е. В табл. 10-7 находим, что коэффициент скорости охлаждения для говядины равен 0,67. По уравнению (10-9) рассчитываем тепловую нагрузку

$$Q'_{\text{пр}} = 3500 \text{ кг} \times 3{,}14 \text{ кДж/(кг·К)} \times$$
$$\times (39°\text{C} - 7°\text{C})/(20 \times 3600 \text{ с} \times 0{,}67) = 7{,}3 \text{ кВт}.$$

Коэффициенты скорости охлаждения обычно применяют только при расчетах остывочных камер и не используют для расчета тепловой нагрузки в холодильных камерах хранения. Тепловая нагрузка от продукта в холодильной камере обычно составляет небольшую часть от общей тепловой нагрузки. Неравномерное распределение нагрузки от продукта в течение периода охлаждения в основном не создает перегрузки оборудования и не вызывает нежелательных колебаний температуры воздуха в камере.

Замораживание и хранение продуктов

Когда продукт замораживают и хранят при температуре ниже точки замораживания, то общее количество отдаваемой теплоты можно разбить на три составляющих: количество теплоты, отдаваемой поступающим продуктом при

Расчетные данные для хранения мясопродуктов

Мясопродукты	Хранение, процесс	Расчетные условия в помещении				Усушка при рекомендуемых условиях, г/кг	Максимальный срок хранения
		Температура, °С		Относительная влажность, %			
		рекомендуемая	допустимый диапазон	рекомендуемая	допустимая		
Бекон	Кратковременное	12,75	10—15,5	65	55—65	5,95	15 дней
	Закаливание	—2,25	—2,25÷—1,0	75	70—80	2,34	
	В цехе нарезки	10,00	10—12,75	40	35—40	3,04	
Говядина (охлаждение и хранение)	Начало охлаждения	3,25		85**		4,11	
	Конец охлаждения	0,5		85**		3,31	
Сушеная говядина	Длительное	12,75	12,75—15,5	65	65—70	5,95	6 мес
Свежая говядина	Кратковременное	1,75	1,75—4,50	87**	85—90	3,71	
	Длительное	—1,0	—1,00—0	87**	85—90	2,91	3 нед
	Начало охлаждения			87		5,47	
	Конец охлаждения	—1,0		87		2,97	
Мясо мокрого посола	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	85	80—85	4,42	
	Длительное	—0,5	0,5—0	85	80—85	3,04	6 мес
порционное	Кратковременное	1,0	1,0—3,25	87*	85—80	3,54	5 дней
свежемороженое	Длительное	—18,0		85**	80—85	6,64	6 мес
	Кратковременное	1,0	1,0—3,25	85**	80—85	3,47	
пересыпанное льдом	Длительное	—1,0	—1,0—0	85*	80—85	2,91	15 дней
Скорок и филей свежий	Кратковременное	1,0	1,0—3,25	85*	85—87	3,47	
	Длительное	—2,0	—2,25÷—1,0	85**	85—87	2,64	3 нед
	Кратковременное	12,75	10—15,0	65	55—65	5,95	
	Начало охлаждения	15,5		70		7,70	
копченый	Конец охлаждения	12,75		70		6,40	
Свинина (охлаждение 18 ч)	Начало охлаждения	7,25		85		5,35	
	Конец охлаждения	—1,0		85		2,91	
	Начало охлаждения	3,25		90		4,36	
	Конец охлаждения	—2,25		90		2,81	
Молодая баранина	Кратковременное	1,0	1,0—3,25	90	85—90	3,68	
	Длительное	—2,25	—2,25÷—1,0	90**	85—90	2,81	2 нед
	Начало охлаждения	7,25		90		5,65	
	Конец охлаждения	—1,0		90		3,08	

Таблица 10-7

Охлаждение				Теплота, отдаваемая продуктом за 24 ч, кДж/кг	Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К)		Скрытая теплота плавления, кДж/кг	Влагосодержание, %	Температура замерзания, °С	Максимальная скорость циркуляции воздуха, м/с	Система охлаждения камеры
Температура продукта, °С		Продолжительность, ч	Коэффициент скорости		до замораживания	после замораживания					
начальная	конечная										
				5,81	2,09	1,26	69	20		0,75	*Н* или *Р******
				2,79						0,45	*Р*
										0,30	*Н* или *Р*
37,75	6,75	24	0,56	7,74	3,14	1,67	228	72	—0,5	1,25	*Р*
				11,60						0,45****	
				0,23	0,92—1,42	0,79—1,09	16—51	5—15		0,75	*Н* или *Р*
				11,60	3,14	1,67	228	72	—0,5	0,30	*Н* или *Р*
				3,95						0,30	*Р*
37,75	6,75	18	0,67	51,10						1,25	*Р*
				3,95						0,75****	
				2,32	3,14					0,75	*Н* или *Р*
				1,86						0,75	*Р*
	—			13,00	3,01	1,67	221	65	—1,75	0,30	*Н*
				0,23	3,18	1,72	235	70	—2,25	1,25	*Н* или *Р*
				13,25						0,45	*Н* или *Р*
				0,93						0,45	*Н* или *Р*
				7,90	2,85	1,59	201	52	0,5	0,30	*Н* или *Р*
				4,18						0,30	*Р*
				3,02	2,50	1,34		57		0,75	*Н* или *Р*
40,5	1,14	8	1,00	11,60						0,75	*Н* или *Р*
				0,70						0,45****	
40,5	1,75	18	0,67	55,80	2,85	1,59	201	60	—2,75	1,25	*Р*
				4,42						0,75	
40,5	1,75	14	0,67	53,50						1,25	*Р*
				4,42						0,75****	
				7,90	2,80	1,26	194	58	—1,75	0,30	*Н* или *Р*
				3,02						0,30	*Р*
37,75	4,5	5	0,75	44,20						1,25	*Р*
				3,02						0,45****	

Мясопродукты	Хранение, процесс	Расчетные условия в помещении				Усушка при рекомендуемых условиях, г/кг	Максимальный срок хранения
		Температура, °С		Относительная влажность, %			
		рекомендуемая	допустимый диапазон	рекомендуемая	допустимая		
Субпродукты (печень, сердце и др.)	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	0		85		3,18	
Устрицы в раковинах	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	90***	85—90	3,82	
	Длительное	0	0—3,25	90***	85—90	3,38	15 дней
в чанах	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	70	70—75	2,97	
	Длительное	0	0—3,25	70	70—75	2,65	10 дней
Свежая свинина	Кратковременное	1,0	1,0—3,25	85	85—90	3,47	15 дней
Птица свежая	Длительное	—2,25	—2,25÷—1,0	87***	85—90	2,71	10 дней
мороженая	Длительное	—18,0		85	85—90	0,664	10 мес
мокрого посола	Начало охлаждения	7,25		85		5,35	
	Конец охлаждения	0		85		3,18	
Колбаса в оболочке (соленая)	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	80***	75—80	4,15	
	Длительное	0,5	—0,5—0	80***	75—80	2,87	4 мес
Сосиски и копченая колбаса	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	85*	80—90	3,60	48 ч
	Начало охлаждения	5,5		80		4,51	
	Конец охлаждения	0		80		3,01	
Свежее мясо	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	85*	85—90	3,60	7 дней
	Начало охлаждения	5,5		85		4,80	
	Конец охлаждения	0		85		3,18	
Мясо	В цехе обработки	12,75	12,75—15,5	40	35—40	3,64	
Копченое мясо, летнее	Кратковременное	4,5	1,75—4,5	85	80—90	4,42	6 мес
	Сушка	10,0	9—13,25	70	65—80	5,31	
	Длительное	0	0—1,0	70	70—75	2,65	6—8 мес
Мясо	В упаковочной	7,25	7,25—10,0	85**	80—85	5,35	
Телятина	Кратковременное	1,0	1,0—3,25	87**	85—90	3,54	
	Длительное	—2,25	—2,25÷—1,0	87**	85—90	2,71	15 дней
	Начало охлаждения	7,25		90**		4,65	
	Конец охлаждения	—1,0		90**		3,08	

* Влажность воздуха в камере — важное условие.
** Рекомендуемые условия должны поддерживаться в помещении в узком диапазоне.
Рассмотреть целесообразность использования оборудования для обогрева или увлажнения в целях под
*** Продукт в паронепроницаемой упаковке не оказывает существенного влияния на влажность воздуха в
**** Допустимы и желательны более высокие скорости циркуляции воздуха при загрузке, но они должны
***** *Н* — непосредственная; *Р* — рассольная.

Охлаждение				Теплота, отдаваемая продуктом за 24 ч, кДж/кг	Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К)		Скрытая теплота плавления, кДж/кг	Влагосодержание, %	Температура замерзания, °С	Максимальная скорость циркуляции воздуха, м/с	Система охлаждения камеры
Температура продукта, °С		Продолжительность, ч	Коэффициент скорости		до замораживания	после замораживания					
начальная	конечная										
32,25	1,75	18	0,70	48,80 3,02	3,14	1,76	239	72		0,75 0,45****	*Н* или *Р*
				9,76 1,16	3,47	1,84	270	80,4	—2,75	0,45 0,45	*Н* *Р*
				5,36 0,46	3,77	1,92	291	87	—2,75	0,25 0,75	*Н* *Н* или *Р*
				7,90	2,85	1,59	201	60	—2,25	0,45	*Н* или *Р*
29,5	4,5	5	1,00	0,93 0,46 39,50 0,93	3,18	1,55	246	74	—2,75	0,30 0,75 0,75 0,45	*Р* *Н* *Р*
				0,46	2,51					0,75	*Н* или *Р*
				0						0,75	*Р*
21,0	1,75	2	1,00	10,0 20,90	3,56	2,34	200	60	—1,75	0,30 0,75 0,30****	*Н* или *Р* *Р*
21,0	1,75	2	1,00	10,00 20,90	2,07	2,34	216	65	—3,25	0,30 0,75 0,30****	*Н* или *Р* *Р*
				0						0,30	*Н* или *Р*
				7,44 11,60 4,65	3,56	2,34	200	60	—4	0,30 0,30 0,30	*Н* или *Р* *Р* *Р*
				0						0,30	*Н* или *Р*
37,25	4,5	6	0,75	8,37 3,02 48,80 3,02	1,65	1,63	212	63	—1,75	0,30 0,30 0,45 0,30****	*Н* или *Р* *Р* *Р*

держания требуемых условий.
камере.
быть меньше при хранении.

Расчетные данные для хранения овощей

Овощи	Хранение, процесс	Расчетные условия в помещении				Усушка при рекомендуемых условиях, г/кг	Максимальный срок хранения
		Температура, °С		Относительная влажность, %			
		рекомендуемая	допустимый диапазон	рекомендуемая	допустимая		
Спаржа	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	90	85—90	4,68	
	Длительное	0	0—2,25	90*	85—90	3,38	30 дней
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	0,5		85		3,31	
Зеленая фасоль	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	90	85—90	4,68	
	Длительное	0,5	0—4,5	90*	85—90	3,51	30 дней
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	0,5		85		3,31	
Фасоль (лима)	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	90	85—90	4,68	15 дней
	Длительное	0,5	0—4,5	90*	85—90	3,51	30 дней
Свекла без ботвы	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	90	85—90	4,68	
	Длительное	0	0—2,25	95	95—98	3,57	1—3 мес
Свекла с ботвой	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	90	85—90	4,68	
	Длительное	0	0—0,25	90*	85—90	3,38	10—14 дней
	Начало охлаждения	4,5		90		4,68	
	Конец охлаждения	0		90		3,38	
Спаржевая капуста	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	90	90—95	4,68	
	Длительное	0	0—1,75	90	90—95	3,38	7—10 дней
	Начало охлаждения	4,5		90		4,68	
	Конец охлаждения	0,5		90		3,51	
Брюссельская капуста	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	95	90—95	4,92	
	Длительное	0,5	0—1,75	95	90—95	3,71	3—4 нед
	Начало охлаждения	4,5		90		4,68	
	Конец охлаждения	0,5		90		3,51	
Капуста	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	95	90—95	4,02	
	Длительное	0	0—2,25	95**	90—95	3,57	3—4 мес
	Начало охлаждения	4,5		90		4,68	
	Конец охлаждения	0		90		3,38	
Морковь без ботвы	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	90	85—90	4,68	
	Длительное	0	0—2,25	95	95—98	3,57	4—5 мес
Морковь с ботвой	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	90	85—90	4,68	
	Длительное	0	0—2,25	90**	85—90	3,38	10—14 дней
	Начало охлаждения	4,5		90		4,68	
	Конец охлаждения	0		90		3,38	
Цветная капуста	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	90	85—90	3,82	
	Длительное	0	0—2,25	90*	85—90	3,38	2—3 нед
	Начало охлаждения	4,5		90		4,68	
	Конец охлаждения	0		90		3,38	

Охлаждение				Теплота, отдаваемая продуктом за 24 ч, кДж/кг	Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К)		Скрытая теплота плавления, кДж/кг	Влагосодержание, %	Температура замерзания, °С	Максимальная скорость циркуляции воздуха, м/с	Система охлаждения камеры
Температура продукта, °С		Продолжительность, ч	Коэффициент скорости		до замораживания	после замораживания					
начальная	конечная										
				13,90	3,81	2,05	314	94,0	—1,25	0,45	*Н*
				1,16						0,30	*Н* или *Р******
15,5	1,0	24	0,90	30,20						0,75	*Н* или *Р*
				1,16						0,30****	
				6,97	3,64	1,97	277	83,0	—1,25	0,45	*Н*
				1,63						0,30	*Н* или *Р*
26,5	1,75	20	0,67	34,90						0,75	*Н* или *Р*
				1,63						0,30****	
				6,97	3,26	1,51	230	68,5	—2,00	0,45	*Н*
				1,39						0,30	*Н* или *Р*
				4,65	3,77	2,01	300	90,0	—2,75	0,45	*Н*
				0,70						0,30	*Н* или *Р*
				6,97	3,77	2,01	300	90,0	—0,5	0,45	*Н*
				0,93						0,30	*Н* или *Р*
21,0	1,0	24	0,80	39,50						0,75	*Н* или *Р*
				0,93						0,30****	
				9,30	3,77	2,01	314	93,0	—1,5	0,45	*Н*
				1,16						0,30	*Н* или *Р*
26,75	1,0	24	0,80	32,50						0,75	*Н* или *Р*
				1,16						0,30****	
				11,60	3,81	2,05	316	94,5	—0,5	0,45	*Н*
				1,16						0,30	*Н* или *Р*
26,75	1,0	24	0,80	32,5						0,75	*Н* или *Р*
				1,16						0,30****	
				16,30	3,89	1,97	307	91,5	—0,5	0,45	*Н* или *Р*
				1,16						0,30	*Н* или *Р*
21,0	1,0	24	0,80	39,50						0,75	*Н* или *Р*
				1,16						0,30****	
				4,65	3,89	1,88	293	88,0	—0,75	0,45	*Н*
				0,70						0,30	*Н* или *Р*
				9,30	3,60	1,88	293	88,0	—0,5	0,30	*Н*
				1,16						0,30	*Н* или *Р*
21,0	1,0	24	0,80	39,50						0,75	*Н* или *Р*
				1,16						0,30****	
				9,30	3,77	1,92	309	92,5	—1,0	0,45	*Н*
				0,70						0,30	*Н* или *Р*
21,0	1,0	24	0,80	39,5						0,75	*Н* или *Р*
				0,70						0,30****	

Овощи	Хранение, процесс	Расчетные условия в помещении				Усушка при рекомендуемых условиях, р/кг	Максимальный срок хранения
		Температура, °С		Относительная влажность, %			
		рекомендуемая	допустимый диапазон	рекомендуемая	допустимая		
Сельдерей[2]	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	90	90—95	3,82	2—4 мес
	Длительное (увлажненное)	0	—0,5—0	90*	90—95	3,38	
Кукуруза зеленая	Кратковременное	1,75	1,75—4,45	90	85—90	3,82	
	Длительное	0	—5,5—0	90*	85—90	3,38	4—8 дней
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	0		85		3,18	
Огурцы	Кратковременное	10	10—15,6	85	80—85	6,45	
	Длительное	7,25	7,25—10	85	80—85	5,35	10—14 дней
	Начало охлаждения	15		80		8,81	
	Конец охлаждения	10		80		6,08	
Салат-эндивий[2]	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	90	90—95	3,82	
	Длительное (пересыпанный льдом)	1,75	0—2,25	90*	90—95	3,82	2—3 нед
Салат-латук	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	90	90—95	3,82	2—3 нед
	Длительное (пересыпанный льдом)	1,75	0—2,25	90*	90—95	3,82	
Дыни	Кратковременное	7,25	7,25—10	85	75—85	5,35	
Арбузы	Длительное	2,25	2,25—4,0	85*	75—85	3,74	2—4 нед
Мускусная дыня	Длительное	0	0—1,75	85	75—85	3,18	7—10 дней
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	0		85		3,18	
Лук	Кратковременное	10	10—15,5	75	70—75	5,71	
	Длительное	0	0—2,25	75	70—75	2,82	6—8 мес
	Начало охлаждения	4,5		75		3,92	
	Конец охлаждения	0		75		2,82	
Пастернак	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	95	90—95	4,02	
	Длительное	0	0—2,25	95**	90—95	3,57	2—4 мес
	Начало охлаждения	4,5		90		4,68	
	Конец охлаждения	0		90		3,38	
Горошек зеленый	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	90	85—90	3,82	
	Длительное	0	0—2,25	90**	85—90	3,38	1—2 нед
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	0,5		85		3,31	
Картофель							
	пищевой	10	10—21	85	85—90	6,45	
	семенной	2,25	2,25—10	85*	85—90	3,37	

Охлаждение				Теплота, отдаваемая продуктом за 24 ч, кДж/кг	Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К)		Скрытая теплота плавления, кДж/кг	Влагосодержание, %	Температура замерзания, °С	Максимальная скорость циркуляции воздуха, м/с	Система охлаждения камеры
Температура продукта, °С		Продолжительность, ч	Коэффициент скорости		до замораживания	после замораживания					
начальная	конечная										
				9,30 2,32	3,81	1,92	316	94,5	—1,25	0,46 0,30	*Н* *Н* или *Р*
21,0	21,0	24	0,80	16,30 1,16 39,50 1,16	3,60	1,59	251	75,5	—1,75	0,45 0,30 0,75 0,30****	*Н* *Н* или *Р* *Н* или *Р* *Н* или *Р*
1,0	1,0	24	1,0	6,97 0,46 30,20 0,46	3,89	2,01	318	95,5	—0,75	0,45 0,45 1,25 0,75****	*Н* *Н* или *Р* *Н* или *Р*
				9,30 2,32	3,77	1,92	316	89,0	—0,5	0,45 0,45****	*Н* *Н* или *Р*
				16,3 2,32	3,77	1,92	316	89,0	—0,5	0,45 0,30	*Н* *Н* или *Р*
26,75	1,0	24	0,90	6,97 0,46 0,46 32,50 0,46	3,81 3,81	1,92 1,97	267 298	85,0 89,0	—1,75 —1,75	0,45 0,75 0,45 1,25 0,75****	*Н* *Н* или *Р* *Н* или *Р*
21,0	1,0	24	0,30	4,65 0,46 23,20 0,46	3,81	2,13	302	89,0	—1,0	0,75 0,75 1,25 0,75****	*Н* *Н* или *Р* *Н* или *Р*
21,0	1,1	24	0,80	9,29 1,16 39,50 1,16	3,60	1,84	277	83,0	—1,75	0,30 0,30 0,75 0,45****	*Н* *Н* или *Р* *Н* или *Р*
26,75	1,0	20	0,67	6,97 1,16 32,50 1,16	3,43	1,88	249	70,0	—1,75	0,45 0,45 0,75 0,45****	*Н* *Н* или *Р* *Н* или *Р*
				6,97 1,16	3,60	1,97	263	78,5	—1,75 —1,75	0,75 0,75	*Н* *Н* или *Р*

Овощи	Хранение, процесс	Расчетные условия в помещении				Усушка при рекомендуемых условиях, г/кг	Максимальный срок хранения
		Температура, °С		Относительная влажность, %			
		рекомендуемая	допустимый диапазон	рекомендуемая	допустимая		
Квашеная капуста (в бочках)	Кратковременное	7,25	7,25—10	80	75—80	5,04	
	Длительное	—1,0	—1,0—0	80***	75—80	2,74	5 мес
Шпинат	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	95	90—95	4,02	
	Длительное	0	0—2,25	95*	90—95	3,57	10—14 дней
Сладкий картофель[1]	Кратковременное	12,75	12,75—15,5	85	80—85	7,78	
	Длительное	12,75	12,75—15,5	85*	80—85	7,78	4—6 мес
Томаты зеленые	Кратковременное	12,75	12,75—15,5	85	85—90	7,78	
	Длительное	12,75	12,75—15,5	85	85—90	7,78	3—5 нед
	Созревание	18,25	18,25—21	85	85—90	11,17	
	Начало охлаждения	21,00		85		13,32	
	Конец охлаждения	10		85		6,45	
зрелые	Длительное	7,25	4,5—10	8_*	85—90	5,35	7—10 дней
Турнепс	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	95	95—98	4,02	
	Длительное	0	0—2,25	95*	95—98	3,57	4—5 мес
	Начало охлаждения	4,5		95		4,92	
	Конец охлаждения	0		95		3,57	
Овощи (увлажненные, смешанные)	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	85**	85—90	4,42	
	Длительное	1,75	1,75—4,5	87**	85—90	3,71	2—4 мес
	Начало охлаждения	10		90		6,85	
	Конец охлаждения	1,75		90		3,82	

* Влажность воздуха в камере — важное условие.
** Рекомендуемые условия должны поддерживаться в помещении в узком диапазоне. Рассмотреть целесо-
*** Продукт в паронепроницаемой упаковке не оказывает существенного влияния на влажность воздуха в
**** Допустимы и желательны более высокие скорости циркуляции воздуха при загрузке, но они должны быть
***** Н — непосредственная; Р — рассольная.
[1] Сладкий картофель для хранения должен быть зрелым. Хранить при температуре от 27 до 30°С и отно-
[2] Продукт предварительно охлаждается ледяной водой (до загрузки в камеру хранения).

охлаждении до температуры замораживания; количество теплоты, отдаваемой продуктом при замораживании; количество теплоты, отдаваемой продуктом при охлаждении от точки замораживания до конечной температуры хранения.

Способ определения количества теплоты при понижении температуры рассматривался ранее. Количество отдаваемой теплоты при замораживании рассчитывают по следующему уравнению:

$$Q''_{\text{пр}} = mr, \qquad (10\text{-}10)$$

где m — масса продукта, кг; r — скрытая теплота продукта, кДж/кг.

Для определения эквивалентной тепловой нагрузки от продукта сумму этих

Продолжение табл. 10.8

Охлаждение				Теплота, отдаваемая продуктом за 24 ч, кДж/кг	Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К)		Скрытая теплота плавления, кДж/кг	Влагосодержание, %	Температура замерзания, °С	Максимальная скорость циркуляции воздуха, м/с	Система охлаждения камеры
Температура продукта, °С		Продолжительность, ч	Коэффициент скорости		до замораживания	после замораживания					
начальная	конечная										
				6,97	3,85	2,14	298	89,0	—3,5	0,75	*Н*
				0,46						0,45	*Р*
				16,30	3,85	2,13	300	90,0	—1,0	0,45	*Н*
				1,16						0,30	*Н* или *Р*
				6,97	3,60	0,42	237	78,0	—2,0	0,75	*Н*
				0,93						0,75	*Н* или *Р*
				6,97	3,85	1,92	307	95,0	—0,75	0,45	*Н*
				1,16						0,30	*Н* или *Р*
				4,65						0,45	*Н*
26,75	1,0	34	1,0	32,50						0,75	*Н*
				0,93						0,45****	
				6,97						0,45	*Н*
				9,30	3,77	1,88	298	89,5	—0,75	0,45	*Н*
				1,16						0,30	*Н* или *Р*
21,0	1,0	24	0,80	39,50						0,75	*Н* или *Р*
				1,16						0,30****	
				11,60	3,77	1,88	302	90,0	—1,0	0,45	*Н*
				2,79						0,45	
		18	0,70	53,50						0,75	*Н* или *Р*
26,75	3,25			2,79						0,45****	*Н* или *Р*

образность применения оборудования для обогрева и увлажнения в целях поддержания требуемых условий.
камере.
меньше при хранении.

сительной влажности воздуха от 85 до 90% в течение 10—14 сут.

трех слагаемых следует разделить на требуемую продолжительность обработки.

Пример 10-11. В остывочную камеру загружают 300 кг птицы при 5°С, замораживают и охлаждают их до конечной температуры —15°С в течение 12 ч для последующего хранения. Вычислить тепловую нагрузку от продукта.

Решение. В табл. 10-7 находим, что удельная теплоемкость птицы выше точки замораживания равна 3,18 кДж/(кг·К), удельная теплоемкость птицы ниже точки замораживания составляет 1,55 кДж/(кг·К), скрытая теплота равна 246 кДж/кг, а температура замораживания равна —3°С.

Применяя уравнение (10-7), находим, что для охлаждения птицы от начальной температуры до температуры замораживания нужно отвести от нее следующее количество теплоты:

Расчетные данные для хранения фруктов

Фрукты	Хранение, процесс	Расчетные условия в помещении				Усушка при рекомендуемых условиях, г/кг	Максимальный срок хранения
		Температура, °С		Относительная влажность, %			
		рекомендуемая	допустимый диапазон	рекомендуемая	допустимая		
Яблоки	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	87	85—88	3,75	
	Длительное	—1,0	—1,0—0	87**	85—88	2,97	48 мес
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	—1,0		85		2,91	
Абрикосы	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	85	80—85	3,60	
	Длительное	0	—0,5—0	85*	80—85	3,18	7—14 дней
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	0		85		3,18	
Авокадо	Кратковременное	4,5	4,5—11,75	85**	85—90	4,42	10 дней
	Длительное	3,25	2,75—11,75	85**	85—90	4,11	
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	0,5		85		3,31	
Бананы	Для созревания	21	16,75—21	95	90—95	14,95	
	Начало охлаждения	21		95		14,95	
	Конец охлаждения	13,5		90		8,57	10 дней
	Для сохранения зелеными	13,5	13,25—15,5	92	90—95	8,75	
	Для сохранения зрелыми	13,5	13,25—15,5	87	85—90	8,28	
Ягоды (общие данные)	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	85	80—85	3,60	
	Длительное	0	—0,5—0	85**	80—85	3,18	3—10 дней
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	0		85		3,18	
Клюква	Кратковременное	2,25	2,25—4,5	85	85—90	3,77	
	Длительное	2,25	2,25—4,5	85**	85—90	3,77	1—3 мес
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	2,25		85		3,74	
Финики (зрелые)	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	70***	65—75	2,92	
	Длительное	—2,25	—2,25—0	70***	65—75	2,20	3—6 мес
Сухие фрукты	Кратковременное	1,75	1,5—4,5	70***	70—75	2,67	
	Длительное	0	0—2,25	70***	70—75	2,65	9—12 мес
Инжир и финики (свежие)	Кратковременное	4,5	4,5—10	75	65—75	3,92	
	Длительное	1,0	1,0—2,25	70	65—75	2,85	15 дней

Таблица 10-9

Охлаждение				Теплота, отдаваемая продуктом за 24 ч, кДж/ кг	Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К)		Скрытая теплота плавления, кДж/кг	Влагосодержание, %	Температура замерзания, °С	Максимальная скорость циркуляции воздуха, м/с	Система охлаждения камеры
Температура продукта, °С		Продолжительность, ч	Коэффициент скорости		до замораживания	после замораживания					
начальная	конечная										
				9,30	3,72	1,82	284	54	—1,75	0,45	*Н*
				0,46						0,30	*Р*
26,75	0	24	0,67	55,79						0,75	*Р*
				0,70						0,30	
				9,30	3,85	2,1	284	85	—2,25	0,45	*Н*
				0,70						0,30	*Н* или *Р*****
26,75	0,5	20	0,67	46,5						0,75	*Р*
				0,70						0,30	
				10,46	3,81	2,1	316	94	—2,75	0,45	*Н*
				0,70						0,45	*Н*
26,75	3,75	22	0,67	51,14						1,25	*Н*
				0,70						0,45	
Нагрев до 12,1—13,3				4,65	3,77		251	75	—3,25÷	0,45	*Н*
				25,57					÷—1,0	0,75	*Н*
20,0	13,25	12	0,1	2,32						0,45	
				2,32						0,45	*Н*
				2,32						0,45	*Н*
				14,64	3,77	2,1	279	84	—2,25÷	0,45	*Н* или *Р*
				0,70					—1,0	0,30	*Н* или *Р*
26,75	1,0	20	0,67	46,50						1,25	*Н* или *Р*
				0,70						0,30	
				11,62	3,81	1,97	284	88	—2,75	0,45	*Н*
				0.46						0,45	*Н* или *Р*
21,0	3,25	20	0,67	41,84						0,75	*Н* или *Р*
				0,46						0,45	
				0,23	1,46		60	18	—15,5	0,75	*Н* или *Р*
				0,12						0,75	*Н* или *Р*
				0,23	1,9	1,34	100	30		0,75	*Н*
				0,16						0,75	*Н* или *Р*
				11,62	2,97	1,84	270	90	—2,0	0,45	*Н*
				0,93						0,45	*Н*

Фрукты	Хранение, процесс	Расчетные условия в помещении				Усушка при рекомендуемых условиях, г/кг	Максимальный срок хранения
		Температура, °С		Относительная влажность, %			
		рекомендуемая	допустимый диапазон	рекомендуемая	допустимая		
Виноград (восточно-американский)	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	85	80—85	3,60	3—8 нед
	Длительное	0,6	—0,5—0	85**	80—85	3,04	
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	0		85		3,18	
Виноград (винифера калифорнийская)	Кратковременное	1,25	1,75—4,5	85	85—90	3,60	3—6 мес
	Длительное	—1,0	—1—0	85**	85—90	2,91	
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	0		85		3,18	
Грейпфрут	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	90	85—90	4,68	6—8 нед
	Длительное	0	0—1,0	85**	85—90	3,18	
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	0		85		3,18	
Лимоны	Кратковременное	12,75	12,75—15,5	85**	85—90	7,78	1—4 мес
	Длительное	12,75	12,75—15,5	85**	85—90	7,78	
	Начало охлаждения	15,5		85		9,35	
	Конец охлаждения	12,75		85		7,78	
Лаймы	Кратковременное	7,25	7,25—10	85**	85—90	5,35	6—8 нед
	Длительное	7,25	7,25—10	90**	85—90	5,65	
	Начало охлаждения	10,0		85		6,45	
	Конец охлаждения	7,25		85		5,35	
Апельсины	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	85	85—90	4,42	8—10 нед
	Длительное	0	0—1,0	85**	85—90	3,18	
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	0		85		3,18	
Персики	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	85*	80—85	3,60	2—4 нед
	Длительное	0	—0,5—0,5	85**	80—85	3,18	
	Начало охлаждения	4,5	—0,5—0,5	85		4,42	
	Конец охлаждения	0	—0,5—0,5	85		3,18	
Груши	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	90*	85—90	3,82	1—7 мес
	Длительное	0,5	1,75÷—0,5	90**	85—90	3,24	
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	0		85		3,18	

Охлаждение				Теплота, отдаваемая продуктом за 24 ч, кДж/кг	Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К)		Скрытая теплота плавления, кДж/кг	Влагосодержание, %	Температура замерзания, °С	Максимальная скорость циркуляции воздуха, м/с	Система охлаждения камеры
Температура продукта, °С		Продолжительность, ч	Коэффициент скорости		до замораживания	после замораживания					
начальная	конечная										
				11,62	3,77	2,55	260	77	—2,0	0,45	*Н*
				0,93						0,45	*Н* или *Р*
21,0	1,0	20	0,80	32,54						0,25	*Н* или *Р*
				0,93						0,45	*Н* или *Р*
				11,62	3,56	2,47	260	79	—4,25	0,45****	*Н*
				0,93						0,45	*Н* или *Р*
21,0	1,0	20	0,80	32,54						1,25	*Н* или *Р*
				0,93						0,45****	
				4,65	3,81	2,1	298	88	—2	0,45	*Н*
				0,70						0,45	*Н* или *Р*
24,0	1,0	22	0,70	44,16						1,25	*Н* или *Р*
				0,70						0,45	
				6,97	3,81	2,1	293	88	—2,25	0,45	*Н*
				0,70						0,45	*Н* или *Р*
24,0	1,0	20	1,0	23,24						1,25	*Н* или *Р*
				0,70						0,45****	
				9,30	3,81	2,1	293	88	—1,50	0,30	*Н*
				0,46						0,30	*Н* или *Р*
24,0	8,25	20	0,90	32,54						0,75	*Н*
				0,46						0,30****	
				9,30	3,81	1,84	291	81	—2,0	0,45	*Н*
				0,70						0,45	*Н* или *Р*
24,0	0	22	0,70	44,16						1,25	*Н* или *Р*
				0,70						0,45****	
				11,85	3,81	1,72	298	90	—1,5	0,30	*Н*
				0,70						0,30	*Р*
29,5	1,0	24	0,62	53,46						0,75	*Н*
				0,70						0,30****	
				13,95	3,81	2,1	284	84	—2,25	0,30	*Н*
			0,80	0,70						0,30	*Р*
21,0	1,0	24		39,52						0,75	*Р*
				0,70						0,30****	

Фрукты	Хранение, процесс	Расчетные условия в помещении				Усушка при рекомендуемых условиях, г/кг	Максимальный срок хранения
		Температура, °С		Относительная влажность, %			
		рекомендуемая	допустимый диапазон	рекомендуемая	допустимая		
Ананасы	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	85	85—90	4,42	
	Длительное (для зрелых)	4,5	4,5—7,25	85**	85—90	4,42	2—4 нед
	Длительное (для зеленых)	10,0	10—15,5	90**	85—90	6,85	3—4 нед
	Начало охлаждения	7,25		85		5,35	
	Конец охлаждения	3,25		85		4,11	
Сливы и чернослив (свежие)	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	85	80—85	3,60	
	Длительное	0	—0,5—1,0	85**	80—85	3,18	3—8 нед
	Начало охлаждения	4,5		80		4,15	
	Конец охлаждения	0		80		3,01	
Айва	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	85	80—85	3,68	
	Длительное	0	—0,5—1,0	85**	80—85	3,18	2—3 мес
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	0		85		3,18	

* Влажность в камере — важное условие.
** Рекомендуемые условия должны поддерживаться в камере в узком диапазоне. Рассмотреть целесообразность применения оборудования для обогрева и увлажнения в целях поддержания требуемых условий.

$$Q'_{пр} = 300 \text{ кг} \times 3{,}18 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)} \times [5°\text{C} - (-3°\text{C})] = 7630 \text{ кДж}.$$

По уравнению (10-10) находим, сколько теплоты нужно отвести для замораживания птицы:

$$Q''_{пр} = 300 \text{ кг} \times 246 \text{ кДж/кг} = 73800 \text{ кДж}.$$

Используя уравнение (10-7), определяем, сколько теплоты следует отвести от птицы для охлаждения от температуры замораживания до конечной температуры хранения:

$$Q'''_{пр} = 300 \text{ кг} \times 1{,}55 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)} [(-3°\text{C}) - (-15°\text{C})] = 5580 \text{ кДж}.$$

Следовательно, общее количество теплоты, отданное продуктом, равно 87010 кДж.

Эквивалентная тепловая нагрузка от продукта составит

$$Q_{пр} = 87010 \text{ кДж/(12 ч} \times 3600 \text{ с)} = 2{,}01 \text{ кВт}.$$

Теплота дыхания фруктов и овощей

После уборки качество хранимых фруктов и овощей изменяется. Наиболее важные изменения обусловлены дыханием, в процессе которого кислород воздуха соединяется с углеводами ткани растения с выделением углекислого газа и теплоты. Высвобожденная теплота называется теплотой дыхания и должна учитываться как часть тепловой нагрузки в процессе хранения значительного количества фруктов и овощей при температуре выше точки замораживания. Количество теплоты, высвобождаемой при дыхании, зависит от вида и температуры продукта. Теплота дыхания

Охлаждение				Теплота, отдаваемая продуктом за 24 ч, кДж/кг	Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К)		Скрытая теплота плавления, кДж/кг	Влагосодержание, %	Температура замерзания, °С	Максимальная скорость циркуляции воздуха, м/с	Система охлаждения камеры
Температура продукта, °С		Продолжительность, ч	Коэффициент скорости		до замораживания	после замораживания					
начальная	конечная										
				6,97	3,77	2,1	298	88		0,75	*Н* или *Р*
				0,23					—1,25	0,75	*Н* или *Р*
29,5	4,5			0,23					—1,75	0,75	*Н* или *Р*
		3	0,67	55,79						1,25	*Н* или *Р*
				0,23						0,75	
				9,29	3,68	2	270	80	—2,25	0,45	*Н*
				0,70						0,45	*Н* или *Р*
26,75	1,0	20	0,67	46,49						1,25	*Н* или *Р*
				0,70						0,45****	
				9,29	3,77	2,1	284	85	—2,25	0,30	*Н*
				0,70						0,30	*Р*
26,75	0	24	0,67	55,79						0,75	
				0,70						0,30****	

*** Продукт в паронепроницаемой упаковке не оказывает существенного влияния на влажность воздуха в помещении.

**** Допустимы и желательны более высокие скорости циркуляции воздуха при загрузке, но они должны быть меньше при хранении.

***** Н — непосредственная; Р — рассольная.

(в Вт/кг) для различных фруктов и овощей приведена в табл. 10-11.

Тепловую нагрузку, обусловленную дыханием продукта, определяют по следующему уравнению:

$$Q'''_{\text{пр}} = m_{\text{пр}} q_{\text{пр}}, \qquad (10\text{-}11)$$

где $m_{\text{пр}}$ — масса продукта, кг; $q_{\text{пр}}$ — интенсивность дыхания, Вт/кг.

Тара и упаковочные материалы

Если продукт охлаждается в таре, например молоко в бутылках или картонных пакетах, яйца в ящиках, фрукты и овощи в корзинах, то теплота, отдаваемая тарой и упаковочными материалами при охлаждении от температуры при загрузке до температуры в холодильной камере, должна рассматриваться как часть тепловой нагрузки от продукта (см. пример 10-15).

Расчет тепловой нагрузки, связанной с эксплуатацией камеры

Остальная часть тепловой нагрузки состоит в основном из теплоты, выделяемой лампами освещения, электродвигателями и людьми, работающими в помещении. Теплоприток от освещения рассчитывают, умножая мощность лампы освещения на количество часов ее работы и деля на 24 ч:

$$Q = N_0 \tau / 24. \qquad (10\text{-}12)$$

Величины теплопритока от электро-

Расчетные данные для хранения различных продуктов

Продукт	Хранение, процесс	Расчетные условия в помещении				Усушка при рекомендуемых условиях, г/кг	Максимальный срок хранения
		Температура, °С		Относительная влажность, %			
		рекомендуемая	допустимый диапазон	рекомендуемая	допустимая		
Пиво							
в деревянной бочке	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	85	80—85	3,69	6 мес
в металлической бочке	»	1,75	1,75—4,5	70***	65—70	2,97	6 мес
Сливочное или медовое масло[1]	Кратковременное	4,5	1,75—7,25	80***	75—80	4,65	10 дней
	Длительное	—18	—20,5÷—18	85	80—85	0,66	6 мес
Конфеты	Длительное	18,25	15,5—21	55	50—55	0,18	6 мес
Икра (в кадках)	Кратковременное	4,50	4,5—7,25	85	80—85	4,42	
	Длительное	1,0	1,0—2,25	85**	80—85	3,47	15 дней
Американский сыр	Кратковременное	4,5	4,51—7,25	80**	75—80	4,15	
	Длительное	0	—1—1	80**	75—80	3,01	15 дней
Сыр камамбер	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	85	80—85	4,22	
	Длительное	4,5	—1—1	85**	80—85	4,42	90 дней
Лимбургский сыр	Кратковременное	4,50	4,5—7,25	85	80—85	4,42	
	Длительное	—0,5	—1—1	85**	80—85	3,04	60 дней
Сыр рокфор	Кратковременное	7,25	7,25—10	80	75—80	5,04	
	Длительное	4,5	—1—1	80**	75—80	4,15	60 дней
Швейцарский сыр	Кратковременное	4,50	4,5—7,25	80	75—80	4,15	
	Длительное	3,25	—1—1	80**	75—80	3,85	60 дней
Шоколад (для глазирования)	Длительное	15,5	15,5—21	55	50—55	6,01	6 мес
Сливки 40%-ные	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	80***	75—80	3,4	
	Длительное	—15	—20,5÷—18	80	80—85	0,81	4 мес
Яйца в ящиках	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	85**	80—85	4,42	
	Длительное	—1,0	—1÷—0,5	85**	85—87	2,91	12 мес
	Начало охлаждения	4,5		85**		4,42	
	Конец охлаждения	—1,0		85**		2,91	

Охлаждение				Теплота, отдаваемая продуктом за 24 ч, кДж/кг	Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К)		Скрытая теплота плавления, кДж/кг	Влагосодержание, %	Температура замерзания, °С	Максимальная скорость циркуляции воздуха, м/с	Система охлаждения камеры
Температура продукта, °С		Продолжительность, ч	Коэффициент скорости		до замораживания	после замораживания					
начальная	конечная										
				16,3******	4,18			92,0	—2,25	0,75	*Н*
				0,93******						0,75	*Н*
				4,65	2,68	1,42	34,9	15,0	—1,0	0,75	*Н*
				0,70						1,25	*Н*
					0,93					0,30	*Н*
				4,65	3,89				—6,75	0,75	*Н*
				0,70						0,75	*Н* или *Р******
				5,35	2,68	1,51	184	55,0	—8,25	0,45	*Н*
				1,16						0,45	*Н* или *Р*
				5,81	2,93	1,67	200	60,0	—7,75	0,45	*Н*
				0,46						0,45	*Н* или *Р*
				5,81	2,93	1,67	200	60,0	—7,25	0,45	*Н*
				0,70						0,45	*Н* или *Р*
				4,65	2,72	1,34	184	55,0	—16,0	0,45	*Н*
				0,46						0,45	*Н* или *Р*
				5,35	2,68	1,51	184	55,0	—9,5	0,45	*Н*
				0,46						0,45	*Н* или *Р*
				2,32	2,34	1,26	93	0,5	—29,35	0,30	*Н*
				4,65******	3,56	1,67	209	55,0	—2,25	0,75****	*Н*
				0,23******						0,75	*Н*
				8,37	3,56	1,88	232	74,2	—0,25	0,45	*Н*
				0,46						0,30	*Н* или *Р*
7,25	—10	10	0,85	16,30						0,45	*Н* или *Р*
				0,46						0,30****	

Продукт	Хранение, процесс	Расчетные условия в помещении				Усушка при рекомендуемых условиях, г/кг	Максимальный срок хранения
		Температура, °С		Относительная влажность, %			
		рекомендуемая	допустимый диапазон	рекомендуемая	допустимая		
Яйца мороженые (4,5 кг в сосуде)	Длительное	—15	—20,5÷—18	60		0,50	60 мес
	Начало охлаждения	—18		85***		0,66	
	Конец охлаждения	—18		85***		0,66	
Мука	Длительное	25,5	25,5—28	60	60—65	12,28	6 мес
Мех, шерсть	Окуренный	1,75	1,75—4,5	65	60—65	2,75	6 мес
	Только очищенный	—9,5	—9,5÷—7,75	70	65—70	1,17	6 мес
Цветы резаные (общие данные)		4,5	0,5—4,5	85	85—90	4,42	3—14 дней
Орхидея							
Гардения		7,25	7,25—10	85	85—90	5,35	1 нед
Консервированные шкуры		12,75	10—12,75	85	80—85	7,78	
	Длительное	2,25	0—4,5	75	70—75	3,30	5 лет
Мороженое (в гильзах вместимостью 7,5 л)	Закалка						
	Начало	—18		85***			
	Конец	—29		85***			
	Начало	—18		85***			
	Конец	—29		85			
Лярд	Кратковременное	7,25	7,25—10	80***	75—80	5,04	
	Длительное	0	0—1	80***	75—80	3,01	6 мес
Кленовый сахар	Кратковременное	7,25	7,25—10	70***	65—70	4,77	
	Длительное	—0,5	—1—1	70***	65—70	2,52	5 мес
Кленовый сироп	Кратковременное	7,25	7,25—10	70***	65—70	4,27	
	Длительное	—0,5	—1—1	70***	65—70	2,52	5 мес
Молоко в бутылках и разливное	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	70***	65—75	2,97	5 дней
	Начало охлаждения	4,5		80***		4,15	
	Конец охлаждения	1,0		80***		3,28	
Орехи в скорлупе[2]	Кратковременное	4,50	4,5—7,25	70***	65—75	3,61	
	Длительное	0	0—4,5	70***	65—75	2,65	8—12 мес
Орехи без скорлупы[2]	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	70	65—75	3,61	
	Длительное	0	0—4,5	70	65—75	2,65	6—10 мес
Олео	Кратковременное	7,25	7,25—10	80***	75—80	5,04	
	Длительное	1,0	1—2	80***	75—80	3,28	90 дней
Сыворотка вакцины	Длительное	6,0	4,5—7,25	70	65—70	4,07	4 мес
Шраб (спиртной напиток)	Длительное	—2,25	—4,5÷—1,75	70	60—80	2,20	6—8 мес

* Влажность воздуха в камере — важное условие.

** Рекомендуемые условия должны поддерживаться в помещении в узком диапазоне. Рассмотреть целе

*** Продукт в паронепроницаемой упаковке не оказывает существенного влияния на влажность воздуха

**** Допустимы и желательны более высокие скорости циркуляции воздуха при загрузке, но они должны

***** Н — непосредственная; Р — рассольная.

****** Тепловая нагрузка из-за конденсации влаги на контейнерах и полу.

[1] Температура затвердения масла 21—24°С.

[2] Максимальный срок хранения орехов значительно колеблется. Если орехи упакованы под вакуумом,

Охлаждение				Теплота, отдаваемая продуктом за 24 ч, кДж/кг	Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К)		Скрытая теплота плавления, кДж/кг	Влагосодержание, %	Температура замерзания, °С	Максимальная скорость циркуляции воздуха, м/с	Система охлаждения камеры
Температура продукта, °С		Продолжительность, ч	Коэффициент скорости		до замораживания	после замораживания					
начальная	конечная										
				0,14******		1,88	232			1,25	*Н*
		24	0,67	9,90******						1,25	*Н*
4,5	—15			0,14						1,25	
					1,59	1,17		13,5		0,30	*Н*
				0,23	1,67					0,75	*Н*
				0,23						0,75	*Н*
				1360 кДж/м²	3,85				—3÷—1	0,30	*Н*
									—2÷—1	0,30	*Н*
				0,46	1,67					0,75	*Н*
				0,23	1,67					0,75	*Н*
—5,5	—23,25	8	0,75	2,56******	3,22		86	60,0	—2÷—18	1,25	*Н*
				0,23******						1,25	*Н*
—3,25	—23,25	8	0,75	3,02******			144			1,25	*Н*
				0,23******						1,25	*Н*
				4,65	2,51		209		21	0,75	*Н*
				0,70						0,75	*Н*
				1,63	1,00	0,88	16,3	5		1,25	*Н*
				0,23						1,25	*Н*
				1,63	2,05	1,30	121	36,0		1,25	*Н*
				0,23						1,25	*Н*
				4,65	3,77	2,05	288	87,5	—0,50	1,25	*Н* или *Р*
7,25	1,75	10	0,85	8,60						1,25	*Н* или *Р*
				0,23						1,25	
				1,16	1,05	0,92	2—23	2—8		0,75	*Н*
				0,19						0,75	*Н* или *Р*
				1,16	1,26	1,00	9—33	3—10		0,75	*Н*
				0,19						0,75	*Н* или *Р*
				4,65	1,12					0,75	*Н*
				0,70						0,75	*Н* или *Р*
										0,75	*Н*
					1,39	1,46		50,0			

сообразность применения оборудования для обогрева и увлажнения в целях поддержания требуемых условий.
в помещении.
быть меньше при хранении.

то максимальный срок их хранения от 1 до 3 лет в зависимости от сорта.

Таблица 10-11

Теплота, выделяемая при хранении фруктов и овощей

Фрукты	Температура, °С	Количество теплоты, Вт/кг
Яблоки	0	0,012
	5	0,019
	10	0,078
Абрикосы[1]	0	0,015
	5	0,023
	16	0,110
Бананы[2]		
хранение	12	0,044
созревание	20	0,123
охлаждение	13—21	0,319
Ягоды[1]	2	0,074
	16	0,223
Вишня	0	0,021
	16	0,161
Клюква	0	0,009
	5	0,012
	10	0,023
Финики свежие[1]	0	0,009
	5	0,012
	10	0,023
Грейпфрут	0	0,006
	5	0,014
	16	0,032
Виноград	0	0,005
	5	0,009
	10	0,032
Лимоны	0	0,008
	5	0,011
	16	0,040
Лаймы[1]	0	0,008
	5	0,011
	16	0,044

Овощи	Температура, °С	Количество теплоты, Вт/кг
Спаржа[1]	0	0,023
	5	0,110
Фасоль лима[1]	0	0,110
	16	0,531
Фасоль стручковая	0	0,064
	5	0,090
	16	0,283
Свекла	0	0,036
	5	0,055
	16	0,097
Брюссельская капуста[1]	0	0,046
	5	0,061
	16	0,181
Капуста[1]	0	0,038
	5	0,061
	16	0,181
Цветная капуста[1]	0	0,038
	5	0,061
	16	0,181
Морковь	0	0,029
	5	0,047
	16	0,110
Сельдерей	0	0,038
	5	0,061
	16	0,181
Сладкая кукуруза	0	0,023
	5	0,110
Огурцы[1]	0	0,018
	5	0,026
	16	0,113
Салат-эндивий	5	0,129
Салат-латук	0	0,155
	5	0,213
	16	0,619

Продолжение табл. 10-11

Фрукты	Температура, °С	Количество теплоты, Вт/кг
Апельсины	0	0,011
	5	0,019
	16	0,067
Персики	0	0,015
	5	0,023
	16	0,110
Груши	0	0,010
	16	0,149
Слива	0	0,013
	16	0,144
Айва[1]	0	0,012
	5	0,019
	16	0,078
Клубника	0	0,044
	5	0,078
	10	0,233

Овощи	Температура, °С	Количество теплоты, Вт/кг
Дыни (за исключением арбузов)[1]	0	0,018
	5	0,026
	16	0,113
Грибы	0	0,084
	10	0.297
Лук	0	0,012
	10	0,025
	21	0,048
Пастернак	0	0,378
	5	0,047
	16	0,110
Горошек	0	0,110
	16	0,531
Перец	0	0,037
	16	0,116
Картофель	0	0,009
	5	0,019
	16	0,039
Шпинат	5	0,129
Сладкий картофель	5	0,47
Томаты		
зеленые	16	0,084
зрелые	5	0,081
Турнепс	0	0,026
	5	0,032

[1] Для этих продуктов приведенные значения носят приблизительный характер, так как вычислены на основании данных для подобных продуктов. Для указанных фруктов и овощей экспериментальных данных нет.
[2] Тепловая нагрузка от реакций в бананах составляет 0.322 Вт/кг.

двигателей и людей, работающих в камере, приведены в табл. 10-12 и 10-13 соответственно. Теплоприток от электродвигателей $Q_э'$ и людей $Q_э''$ определяется при помощи следующих уравнений:

$$Q_э' = NK_{тр}\tau/24, \qquad (10\text{-}13)$$

где N — мощность двигателя, кВт; $K_{тр}$ — коэффициент трансформации (см табл. 10-12); τ — продолжительность работы электродвигателя, ч

$$Q_э'' = nq_л\tau/24, \qquad (10\text{-}14)$$

где n — количество людей в камере; $q_л$ — теплоприток от одного человека, кВт; τ — продолжительность нахождения в камере, ч.

Таблица 10-12

Коэффициенты трансформации мощности электродвигателя в тепловую энергию

Коэффициент	Мощность электродвигателя (в кВт)		
	0,1—0,5	0,5—2	2—15
	при следующих значениях его КПД		
	0,333	0,55	0,85
При полной тепловой нагрузке от электродвигателя, работающего в охлаждаемой камере[1]	1,67	1,45	1,15
При тепловой нагрузке от электродвигателя, работающего вне охлаждаемой камеры[2]	1	1	1
При тепловой нагрузке от электродвигателя, работающего в охлаждаемой камере, с приводным механизмом вне камеры[3]	0,67	0,45	0,15

[1] Эти значения действительны, когда вся теплота, выделяемая электродвигателем привода вентилятора воздухоохладителя, рассеивается в охлаждаемом пространстве.

[2] Эти значения действительны, когда тепловые потери электродвигателя (установка для охлаждения воды или рассола, электродвигатель вне охлаждаемого пространства для привода вентилятора в охлаждаемом объеме) рассеиваются вне охлаждаемого пространства, а полезная работа совершается в охлаждаемом пространстве.

[3] Эти значения действительны, когда тепловые потери электродвигателя (электродвигатель в охлаждаемом объеме для привода насоса или вентилятора, смонтированного вне охлаждаемого пространства) рассеиваются в охлаждаемом объеме, а полезная работа расходуется вне охлаждаемого пространства.

Таблица 10-13

Эксплуатационная тепловая нагрузка на 1 м³ внутреннего объема камеры при разности температур 1 К вне и внутри камеры, Вт/(м³·К)

Объем камеры, м³	Использование камеры	
	среднее	интенсивное
0,6	3,63	3,97
0,85	2,56	3,57
1,5	1,77	2,76
2	1,44	2,24
3	1,25	1,96
6	1,07	1,72
8,5	1,01	1,61
11	0,96	1,52
14	0,94	1,45
17	0,91	1,44
23	0,86	1,37
28	0,85	1,30
34	0,77	1,23
43	0,71	1,16

Примечание. При объеме камеры более 55 м³ в процессе длительного хранения продуктов эксплуатационная тепловая нагрузка следующая:

Объем камеры, м³	57	85	140	200	280
Тепловая нагрузка, Вт/(м³·К)	0,6	0,45	0,31	0,24	0,19
Объем камеры, м³	560	1400	2100	2800	
Тепловая нагрузка, Вт/(м³·К)	0,16	0,14	0,14	0,13	

При определении общего теплопритока в охлаждаемое пространство следует учитывать теплоприток от других источников, например от вилочных погрузчиков и другого транспортного и технологического оборудования.

Теплоприток от одного работающего человека приведен ниже.

Температура в холодильной камере, °С	10	5	0	—5	—10	—15	—20
Тепловой эквивалент, кВт	0,211	0,242	0,275	0,305	0,347	0,378	0,407

Надежность расчета

Общая тепловая нагрузка представляет собой сумму теплопритоков, рассчитанных по методике, рассмотренной выше. Эта сумма для надежности расчета увеличивается на 5—10% и зависит от достоверности данных, имеющихся при расчете тепловой нагрузки. Результат расчета увеличивают обычно на 10%.

Затем величину тепловой нагрузки умножают на 24 ч и делят на заданное время работы оборудования (в ч) для определения средней ее величины. Средняя тепловая нагрузка является основой для выбора оборудования.

КРАТКИЙ СПОСОБ РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ

При определении тепловой нагрузки необходимо пользоваться, если это возможно, вышеописанными способами. Однако если в холодильных камерах хранятся товары общего назначения, то тепловая нагрузка часто неизвестна и ежедневно колеблется, в связи с чем ее невозможно определить с какой-либо степенью точности. В таких случаях можно пользоваться кратким способом расчета тепловой нагрузки, включающим использование коэффициентов нагрузки, которые определены опытным путем. При кратком способе расчета тепловую нагрузку делят на две части: теплоприток через стены и эксплуатационную тепловую нагрузку.

Теплоприток через стены рассчитывают так, как указано на с. 151—152. Эксплуатационную тепловую нагрузку определяют по следующему уравнению:

$$Q_э = Vq_и\Delta T, \qquad (10\text{-}15)$$

где $Q_э$ — эксплуатационная тепловая нагрузка, Вт; V — внутренний объем камеры, м³; $q_и$ — коэффициент использования, Вт/(м³·К); ΔT — разность температур, °С.

Обратите внимание на то, что коэффициенты использования в табл. 10-13 зависят от внутреннего объема камеры. Кроме того, учитывается фактор нормального или интенсивного использования. Понятие о нормальном и интенсивном использовании камер рассмотрено на с. 152—154. Если тепловую нагрузку вычисляют с помощью краткого способа, то коэффициент надежности не применяют. Для определения средней нагрузки при выборе оборудования (см. пример 10-13) вычисленную тепловую нагрузку умножают на 24 ч и делят на заданное время работы оборудования (в ч.). Так как в табл. 10-13 даны средние опытные значения, их следует использовать осторожно.

При среднем и интенсивном использовании камеры принимается, что температура загружаемых продуктов на 5° С выше температуры в камере; охлаждение продукта не предусматривается при длительном хранении.

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

Пример 10-12. Холодильная камера хранения размерами 6 м × 4 м × 3,4 м имеет слой изоляции 100 мм из стекловолокнистых плит. Общая толщина стены примерно 200 мм. Наружная температура равна 30°С, а использование камеры среднее. Ежедневно 1250 кг влажных смешанных овощей охлаждаются на 25°С до температуры хранения 5°С. Вычислить тепловую нагрузку при работе оборудования 16 ч в сутки.

Р е ш е н и е. Площадь наружной поверхности холодильной камеры равна 116 м², а внутренний объем (5,6 м × 3,6 м × 3 м) равен 60,5 м³. В табл. 10-1 находим, что теплопроводность стекловолокнистых плит равна 0,036 Вт/(м·К). В табл. 10-2 находим, что коэффициент теплопередачи равен 0,31 Вт/(м²·К) при толщине изоляции 100 мм и теплопроводности 0,036 Вт/(м·К). Интерполяцией данных табл. 10-6 вычисляем, что интенсивность инфильтрации при внутреннем объеме 60,5 м³ составляет 8,13 л/с. Из табл. 10-4 определяем, что при относительной влажности окружающего воздуха 50% коэффициент воздухообмена равен 0,0536 кДж/л. По табл. 10-8 находим, что удельная теплоемкость влажных смешанных овощей равна 3,77 кДж/(кг·К), а по табл. 10-11 — что средняя теплота дыхания овощей составляет 0,097 Вт/кг.

По уравнению (10-2) рассчитываем теплоприток через ограждения камеры

$$Q_{огр} = 116\ м^2 \times 0{,}31\ Вт/(м^2 \cdot К) \times (30°С - 5°С) =$$

$$= 899\ Вт = 0{,}899\ кВт.$$

Применяя уравнение (10-6), находим тепловую нагрузку от воздухообмена $Q_{во}$ = = 8,13 л/с × 0,0536 кДж/л = 0,43 кВт.

Используя уравнение (10-8), вычисляем тепловую нагрузку от продуктов

$$Q_{пр} = 1250\ кг \times 3{,}77\ кДж/(кг \cdot К) \times$$

$$\times 5К/(24 \times 3600\ с) = 0{,}273\ кВт.$$

По уравнению (10-11) находим, что тепловая нагрузка от дыхания овощей составит

$$Q_д = 1250\ кг \times 0{,}097\ Вт/кг = 121{,}25\ Вт =$$

$$= 0{,}121\ кВт.$$

Сумма тепловых нагрузок равна 1,723 кВт.

Общая тепловая нагрузка с учетом коэффициента надежности расчета (10%) составляет 1,902 кВт.

Требуемая производительность оборудования равна

$$Q_0 = 1{,}92 \text{ кВт} \times 24 \text{ ч}/16 \text{ ч} = 2{,}85 \text{ кВт}.$$

Пример 10-13. Вычислить тепловую нагрузку холодильной камеры, описанной в примере 10-12, с применением краткого способа расчета.

Решение. В примере 10-12 дано, что теплоприток через стены равен 0,899 кВт, а внутренний объем камеры составляет 60,5 м³. Интерполяцией величин, приведенных в табл. 10-3, находим, что коэффициент использования для камеры с внутренним объемом 60,5 м³ равен 0,642 Вт/(м³·К).

Применяя уравнение (10-15), находим эксплуатационную тепловую нагрузку

$$Q_э = 60{,}5 \text{ м}^3 \times 0{,}642 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}) \times$$

$$\times (30°\text{С} - 5°\text{С}) = 971 \text{ Вт} = 0{,}971 \text{ кВт}.$$

Сумма тепловых нагрузок равна 1,87 кВт, а тепловая нагрузка на оборудование

$$Q_0 = 1{,}87 \text{ кВт} \times 24 \text{ ч}/16 \text{ ч} = 2{,}81 \text{ кВт}.$$

Пример 10-14. Холодильная камера размером 6 м × 10 м × 4 м используется для кратковременного хранения свежей говядины. Ежедневно 3400 кг говядины загружается в камеру при температуре 7°С и охлаждается до температуры хранения 2°С. Снаружи трех стен камеры находится некондиционируемое пространство (температура 30°С и относительная влажность 50%), а восточная стена (6 м × 4 м) находится рядом с остывочной камерой, в которой поддерживается та же внутренняя расчетная температура. Стена построена из шлакоблоков толщиной 100 мм с изоляцией, эквивалентной пробковым плитам толщиной 100 мм. Пол расположен над некондиционируемым пространством и представляет собой бетонную плиту толщиной 125 мм с изоляцией, эквивалентной пробковым плитам толщиной 100 мм с бетонным покрытием (толщина 75 мм). Потолок, расположенный под некондиционируемым пространством, представляет собой бетонную плиту толщиной 100 мм с деревянными поперечинами и изоляцией, эквивалентной пробковым толщиной 100 мм. Два человека работают в камере в период ее загрузки 4 ч, использование ее среднее, тепловая нагрузка от ламп освещения равна 500 Вт, которые включены 4 ч в сутки. Определить потребную холодопроизводительность оборудования, которое должно работать 20 ч в сутки.

Решение. Все стены, пол и потолок снабжены слоем изоляции толщиной 100 мм теплопроводностью примерно 0,043 Вт/(м·К) (см. табл. 10-1). В табл. 10-2 находим, что коэффициент теплопередачи при толщине изоляции 100 мм и теплопроводности 0,045 Вт/(м·К) равен 0,383 Вт/(м²·К). Наружная площадь поверхности камеры, за исключением восточной стены, расположенной рядом с остывочной камерой, в которой температура поддерживается на том же уровне, что и в камере хранения, равна 224 м². Внутренний объем камеры составляет (5,6 м × 9,6 м × 3,5 м) 188 м³. В табл. 10-6 находим, что для камеры с внутренним объемом 1900 м³ интенсивность инфильтрации воздуха равна 13,56 л/с. Интерполируя величины в табл. 10-4, определяем, что коэффициент воздухообмена равен 0,0598 кДж/л. Из данных, приведенных на с. 178, находим, что теплоприток от одного человека равен 261 Вт. В табл. 10-7 указано, что удельная теплоемкость говядины 3,14 кДж/(кг·К).

Применяя уравнение (10-2), находим теплоприток от стен через ограждения камеры

$$Q_{огр} = 224 \text{ м}^2 \times 0{,}383 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \times$$

$$\times (30°\text{С} - 2°\text{С}) = 2402 \text{ Вт} = 2{,}402 \text{ кВт}.$$

По уравнению (10-6) определяем тепловую нагрузку от воздухообмена

$$Q_{во} = 13{,}56 \text{ л/с} \times 0{,}0598 \text{ кДж/л} =$$

$$= 0{,}810 \text{ кВт}.$$

Используя уравнение (10-8), рассчитываем тепловую нагрузку от продуктов

$$Q_{пр} = 3400 \text{ кг} \times 3{,}14 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) \times$$

$$\times (7°\text{С} - 2°\text{С})/(24 \times 3600 \text{ с}) = 0{,}618 \text{ кВт}.$$

Остальная тепловая нагрузка составит от освещения

$$Q'_э = 500 \text{ Вт} \times 4 \text{ ч}/24 \text{ ч} = 83 \text{ Вт} =$$

$$= 0{,}083 \text{ кВт};$$

от людей

$$Q''_э = 2 \times 261 \text{ Вт} \times 4 \text{ ч}/24 \text{ ч} = 87 \text{ Вт} =$$

$$= 0{,}087 \text{ кВт}.$$

Сумма тепловых нагрузок равна 4 кВт, а общая тепловая нагрузка с учетом коэффициента надежности расчета (10%) — 4,4 кВт.

Потребная холодопроизводительность оборудования

$$Q_0 = 4{,}4 \text{ кВт} \times 24 \text{ ч}/20 \text{ ч} = 5{,}28 \text{ кВт}.$$

Пример 10-15. 3000 ящиков с яблоками хранятся при 2°С в холодильной камере раз-

мером 16 м × 12 м × 3,4 м. При закладке на хранение яблоки имеют температуру 30° С. В камеру загружают 200 ящиков в день в течение 15 дней. Стены, пол и потолок изготовлены из досок толщиной 25 мм со стойками (размеры в сечении 50 × 100 мм), изолированных слоем минеральной ваты (100 мм). Все стены затенены, и температура окружающей среды равна 30°С. Средняя масса яблок в ящике 27 кг. Масса одного ящика в среднем 2 кг, а его удельная теплоемкость 2,5 кДж/(кг·К). Тепловая нагрузка от ламп освещения, которые включены в течение 3 ч в сутки, равна 500 Вт. Два человека и один аккумуляторный автопогрузчик (4,17 кВт) работают в камере 3 ч в сутки. Определить среднюю тепловую нагрузку при работе холодильного оборудования 16 ч в сутки.

Р е ш е н и е. Тепловая нагрузка рассчитывается на максимальную загрузку, т. е. на 15-й день. Площадь наружной поверхности камеры равна 574 м², а внутренний объем (15,7 м × 11,7 м × 3,1 м) 570 м³. Теплопроводность изоляции (см. табл. 10-1) равна 0,039 Вт/(м·К) и увеличивается до 0,045 Вт/(м·К), что обусловлено применением деревянных стоек. В табл. 10-2 находим, что коэффициент теплопередачи при толщине изоляции 100 мм и теплопроводности 0,045 Вт/(м·К) равен 0,383 Вт/(м²·К). По табл. 10-6 определяем, что воздухообмен при интенсивном использовании составляет 34,41 л/с. В табл. 10-4 находим, что теплоприток от наружного воздуха при относительной влажности 50% равен 0,0598 кДж/л. Согласно данным, приведенным в табл. 10-9, удельная теплоемкость яблок равна 3,72 кДж/(кг·К), а коэффициент скорости охлаждения 0,67. По табл. 10-11 находим, что теплота дыхания яблок при 2°С составляет 0,15 Вт/кг. Теплоприток от одного человека равен 261 Вт (см. с. 178).

Применяя уравнение (10-2), вычисляем теплоприток через ограждения камеры

$$Q_{огр} = 574\ м^2 \times 0{,}045\ Вт/(м \cdot К) \times$$
$$\times (30°С - 2°С) = 723\ Вт =$$
$$= 0{,}723\ кВт.$$

По уравнению (10-6) находим тепловую нагрузку от воздухообмена

$$Q_{во} = 34{,}41\ л/с \times 0{,}0598\ кДж/л = 2{,}058\ кВт.$$

Согласно уравнению (10-9) тепловая нагрузка от продуктов

$$Q'_{пр} = 200 \times 27\ кг \times 3{,}72\ кДж/(кг \cdot К) \times$$
$$\times (30°С - 2°С)/0{,}67 = 839499\ кДж.$$

Тепловая нагрузка от ящиков равна

$$Q''_{пр} = 200 \times 2\ кг \times 2{,}5\ кДж/(кг \cdot К) \times$$
$$\times (30°С - 2°С)/0{,}67 = 41791\ кДж.$$

Общая тепловая нагрузка от продуктов составляет

$$Q_{пр} = (839499\ кДж + 41791\ кДж)/(24 \times$$
$$\times 3600\ с) = 10{,}2\ кВт.$$

Используя уравнение (10-11), находим нагрузку, обусловленную теплотой дыхания,

$$Q_д = 3000 \times 27\ кг \times 0{,}015\ Вт/кг =$$
$$= 1215\ Вт = 1{,}215\ кВт.$$

Остальная тепловая нагрузка составляет от освещения

$$Q'_э = 500\ Вт \times 3\ ч/24\ ч = 62{,}5\ Вт =$$
$$= 0{,}063\ кВт;$$

от людей

$$Q''_э = 2 \times 261\ Вт \times 3\ ч/24\ ч = 65{,}25\ Вт =$$
$$= 0{,}065\ кВт;$$

от автопогрузчика

$$Q'''_э = 4{,}17\ кВт \times 3\ ч/24\ ч = 0{,}521\ кВт.$$

Сумма тепловых нагрузок равна 14,845 кВт.

Общая тепловая нагрузка с учетом коэффициента надежности расчета (10%) составляет 16,33 кВт.

Потребная холодопроизводительность оборудования

$$Q_0 = 16{,}33\ кВт \times 24\ ч/16\ ч = 24{,}5\ кВт.$$

Если в примере 10-15 допустимы более значительные колебания температуры, то можно пренебречь коэффициентом скорости охлаждения, и в этом случае тепловая нагрузка от продукта снижается на 33 %, а требуемая холодопроизводительность оборудования уменьшается на 22,7%, т. е. с 24,5 до 18,94 кВт. В том случае, когда при расчете используют коэффициент скорости охлаждения, то можно пренебречь нагрузкой от теплоты дыхания, если вся остальная тепловая нагрузка от продуктов исчезает на 16-й день.

Пример 10-16. В течение суток 10000 кг разделанной птицы замораживается на ручных тележках в интенсивном потоке воздуха в туннельном скороморозильном аппарате размером 4 м × 3 м × 3,5 м (см. рис. 10-4). До загрузки в морозильный аппарат птицу предварительно охлаждают до 7°С. После замораживания температура птицы пони-

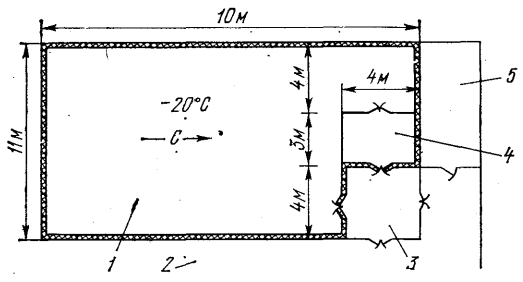


Рис. 10-4. Холодильник:
1 — камера хранения; *2* — некондиционируемое пространство; *3* — вестибюль; *4* — скороморозильный аппарат с интенсивным движением воздуха; *5* — вентилируемое машинное отделение

жается до —30° С для хранения. Лампы освещения создают тепловую нагрузку 200 Вт. Они работают 16 ч в сутки.

Ручные тележки, в которых перевозят птицу в течение 24 ч, имеют общую массу 700 кг и удельную теплоемкость 0,47 кДж/(кг·К). Северная и восточная перегородки камеры расположены рядом с машинным отделением и тамбуром, построены из кирпича толщиной 150 мм и покрыты слоем полиуретановой изоляции толщиной 150 мм. Южная и западная перегородки расположены рядом с другой холодильной камерой и изготовлены из кирпича (толщина 100 мм), покрытого слоем полиуретановой изоляции толщиной 50 мм. Крыша сделана из бетонной плиты толщиной 150 мм. На ней имеется слой полиуретановой изоляции толщиной 150 мм и покрытие из битума, войлока и гравия. Пол выполнен из бетонной плиты толщиной 150 мм. На нем уложен слой полиуретановой изоляции толщиной 150 мм, залитой бетоном (100 мм). Пол расположен над вентилируемым подпольем. Крыша подвержена воздействию солнечной радиации. Машинный зал хорошо вентилируется, и температура в помещении поддерживается примерно на уровне расчетной наружной температуры для данного района (33°С). Расчетная внутренняя температура холодильной камеры и скороморозильного аппарата равна —20°С. Температура в вестибюле 10°С, а относительная влажность воздуха в нем 70%. Определить ежедневную часовую тепловую нагрузку, если оборудование работает 20 ч в сутки.

Р е ш е н и е. Общая наружная площадь поверхности пола, северной и восточной перегородок равна 36,5 м², площадь крыши — 12 м², внутренний объем — 25 м³. В табл. 10-1 находим, что теплопроводность изоляции из полиуретана 0,025 Вт/(м·К). По табл. 10-2 определяем коэффициент теплопередачи стены, который равен 0,153 Вт/(м²·К). Поправка на солнечную радиацию крыши 11°С (см. табл. 10-3). В табл. 10-6 находим, что инфильтрация воздуха в камеру с тамбуром с внутренним объемом 25 м³ равна (4,2 × 0,5) 2,1 л/с. Теплоприток от поступающего воздуха с температурой 10°С и относительной влажностью 70% равен 0,0456 кДж/л (см. табл. 10-5). По табл. 10-7 определяем удельную теплоемкость птицы при температуре выше точки замерзания, которая равна 3,18 кДж/(кг·К), а при температуре ниже точки замерзания —1,55 кДж/(кг·К). Скрытая теплота составляет 246 кДж/кг. Температура замораживания равна —2,75°С.

Применяя уравнение (10-2), находим теплоприток через стены и пол

$$Q'_{\text{огр}} = 36{,}5\ \text{м}^2 \times 0{,}153\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)} \times$$

$$\times[33^\circ\text{С} - (-20^\circ\text{С})] = 296\ \text{Вт} = 0{,}296\ \text{кВт}.$$

Теплоприток через крышу

$$Q''_{\text{огр}} = 12\ \text{м}^2 \times 0{,}153\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)} \times [33^\circ\text{С} +$$

$$+ 11^\circ\text{С} - (-20^\circ\text{С})] = 117{,}5\ \text{Вт} = 0{,}118\ \text{кВт}.$$

По уравнению (10-6) вычисляем тепловую нагрузку от воздухообмена

$$Q_{\text{во}} = 2{,}1\ \text{л/с} \times 0{,}0456\ \text{кДж/л} = 0{,}096\ \text{кВт}.$$

Применяя уравнение (10-7), определяем тепловую нагрузку от охлаждаемого продукта

$$Q'_{\text{пр}} = \{10000\ \text{кг} \times 3{,}18\ \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)} \times$$

$$\times[7^\circ\text{С} - (-3^\circ\text{С})]\} + \{10000\ \text{кг} \times$$

$$\times 1{,}55\ \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)} \times [-3^\circ\text{С} - (20^\circ\text{С})]\} =$$

$$= 581000\ \text{кДж}.$$

Тепловая нагрузка от тележек составляет

$$Q''_{\text{пр}} = 700\ \text{кг} \times 0{,}47\ \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)} \times$$

$$\times[7^\circ\text{С} - (-20^\circ\text{С})] = 8883\ \text{кДж}.$$

Применяя уравнение (10-10), находим тепловую нагрузку при замораживании птицы

$$Q'''_{\text{пр}} = 10000\ \text{кг} \times 246\ \text{кДж/кг} =$$

$$= 2460000\ \text{кДж}.$$

Общая тепловая нагрузка составляет 3050383 кДж/(24 × 3600 с) = 35,3 кВт.

Тепловая нагрузка от освещения $Q_{\text{э}}$ = = 200 Вт × 16 ч/24 ч = 133,8 Вт = = 0,133 кВт.

Сумма всех тепловых нагрузок равна 35,43 кВт. Общий теплоприток с учетом коэффициента надежности (10%) составляет 38,97 кВт.

Требуемая холодопроизводительность оборудования равна

$$Q_0 = 38{,}97 \text{ кВт} \times 24 \text{ ч}/20 \text{ ч} = 46{,}76 \text{ кВт}.$$

Пример 10-17. Ежедневно 2300 л мороженого при температуре 4°С загружается в закалочную камеру размером 3 м × 5 м × × 3 м. Мороженое за 10 ч охлаждается до температуры —28°С и закаливается. Стены, пол и потолок камеры покрыты слоем изоляции из полиуретана толщиной 150 мм, а общая толщина ограждений — 250 мм. Температура окружающей среды 32°С, а относительная влажность — 50%. Принимается, что средняя плотность мороженого 0,6 кг/л, средняя удельная теплоемкость ниже температуры замораживания — 2,1 кДж/(кг·К), а средняя скрытая теплота — 233 кДж/кг. Определить среднюю часовую тепловую нагрузку при продолжительности работы оборудования 18 ч в сутки..

Р е ш е н и е. Площадь наружной поверхности камеры равна 78 м², а внутренний объем (2,5 м × 4,5 м × 2,5 м) 28 м³. Теплопроводность изоляции составляет 0,025 Вт/(м·К) (см. табл. 10-1). Из табл. 10-2 определяем, что при толщине слоя изоляции 150 мм и теплопроводности 0,025 Вт/(м·К) коэффициент теплопередачи равен 0,153 Вт/(м²·К). Интерполируя данные, приведенные в табл. 10-7, находим, что интенсивность воздухообмена равна 4,44 л/с. Используя величины, приведенные в табл. 10-5, определяем теплоприток от наружного воздуха. Он составляет 0,1104 кДж/л.

Применяя уравнение (10-2), находим теплоприток через стены камеры

$$Q_{\text{огр}} = 78 \text{ м}^2 \times 0{,}153 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \times$$

$$\times [32°\text{С} - (-28°\text{С})] = 716 \text{ Вт} = 0{,}716 \text{ кВт}.$$

По уравнению (10-6) рассчитываем тепловую нагрузку от воздухообмена

$$Q_{\text{во}} = 4{,}44 \text{ л/с} \times 0{,}1104 \text{ кДж/л} = 0{,}490 \text{ кВт}.$$

Согласно уравнению (10-7) тепловая нагрузка от охлаждаемого продукта:

$$Q'_{\text{пр}} = 200 \text{ л} \times 0{,}6 \text{ кг/л} \times$$

$$\times 2{,}1 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}) \times [-4°\text{С} - (-28°\text{С})] =$$

$$= 69550 \text{ кДж}.$$

Применяя уравнение (10-10), вычисляем тепловую нагрузку от замораживания продукта:

$$Q''_{\text{пр}} = 2300 \text{ л} \times 0{,}6 \text{ кг/л} \times 233 \text{ кДж/кг} =$$

$$= 321540 \text{ кДж}.$$

Общая тепловая нагрузка от продукта

$$Q_{\text{пр}} = 391090 \text{ кДж}/(24 \times 3600 \text{ с}) = 4{,}53 \text{ кВт}.$$

Сумма тепловых нагрузок составляет 5,74 кВт.

Общий теплоприток с учетом коэффициента надежности расчета (10%) равен 6,32 кВт.

Требуемая холодопроизводительность оборудования

$$Q_0 = 6{,}32 \text{ кВт} \times 24 \text{ ч}/18 \text{ ч} = 8{,}43 \text{ кВт}.$$

Пример 10-18. Малая холодильная камера размером 4 м × 3 м × 3 м имеет двери с тройным остеклением размером 6 м × 0,7 м × 1 м. Камеру используют в магазине для хранения продуктов. Температура в камере поддерживается 2°С, эксплуатационная тепловая нагрузка интенсивная. Стены покрыты слоем изоляции, эквивалентной пробковым плитам толщиной 100 мм. Температура окружающей среды 25°С. Определить тепловую нагрузку при работе оборудования в течение 16 ч в сутки.

Р е ш е н и е. Площадь остекления двери равна 4,2 м², а общая площадь ограждений камеры — 61,8 м². Внутренний объем составляет примерно 40,4 м³. В табл. 10-2 находим, что коэффициент теплопередачи при слое изоляции 100 мм и теплопроводности 0,045 Вт/(м·К) равен 0,383 Вт/(м²·К). По табл. 10-1 определяем, что коэффициент теплопередачи для тройного остекления составляет 1,65 Вт/(м²·К). Поскольку камера интенсивно используется, то по табл. 10-13 вычисляем, что эксплуатационная тепловая нагрузка примерно равна 1,18 Вт/(м³·К).

Применяя уравнение (10-2), находим теплоприток через ограждения камеры

$$Q'_{\text{огр}} = 61{,}8 \text{ м}^2 \times 0{,}383 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \times$$

$$\times (25°\text{С} - 2°\text{С}) = 544 \text{ Вт} = 0{,}544 \text{ кВт}.$$

Теплоприток через остекление равен

$$Q''_{\text{огр}} = 4{,}2 \text{ м}^2 \times 1{,}65 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \times$$

$$\times (25°\text{С} - 2°\text{С}) = 159 \text{ Вт} = 0{,}159 \text{ кВт}.$$

По уравнению (10-15) рассчитываем эксплуатационную тепловую нагрузку

$$Q_{\text{э}} = 40{,}4 \text{ м}^3 \times 1{,}18 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}) \times (25°\text{С} - 2°\text{С}) =$$

$$= 1096 \text{ Вт} = 1{,}096 \text{ кВт}.$$

Общая тепловая нагрузка равна 1,799 кВт.

Требуемая холодопроизводительность оборудования составит

$$Q_0 = 1{,}799 \text{ кВт} \times 24 \text{ ч}/16 \text{ ч} = 2{,}7 \text{ кВт}.$$

ЗАДАЧИ

10-1. Определить коэффициент теплопередачи слоя изоляции толщиной 125 мм, теплопроводность которой 0,043 Вт/(м·К).

10-2. Принимая, что скорость ветра равна 12 км/ч, вычислить коэффициент теплопередачи стены, изготовленной из полых кирпичей толщиной 200 мм и слоя изоляции из пенополиуретана толщиной 150 мм. Стена изнутри покрыта цементной штукатуркой толщиной 13 мм.

10-3. Стена холодильной камеры размером 3 м × 8 м покрыта изоляцией, эквивалентной слою пенополистирола с гладкими порами толщиной 75 мм. Вычислить теплоприток через стену, если температура внутри камеры 2°С, а снаружи 25° С.

10-4. Малая холодильная камера снабжена восемью дверями с тройным остеклением размером 0,8 м × 0,6 м. Вычислить теплоприток через двери, если разность температур внутри и снаружи камеры равна 22 К.

10-5. Северная стена холодильника площадью 4 м × 18 м построена из полого кирпича толщиной 200 мм и изолирована пробковой плитой слоем 150 мм. Расчетная наружная температура равна 35°С, а расчетная внутренняя температура составляет —25°С. Определить теплоприток через стену.

10-6. Холодильник, находящийся в районе с расчетной наружной температурой 32°С, имеет плоскую бетонную крышу с размерами 10 м × 16 м × 0,1 м. Она имеет покрытие из битума и гравия и слой изоляции, эквивалентный пробковой плите толщиной 100 мм. Крыша не затенена, а температура в холодильнике поддерживается на уровне 2°С. Вычислить теплоприток через крышу.

10-7. Пол холодильника, описанного в задаче 10-6, построен из бетонной плиты толщиной 50 мм со слоем изоляции, эквивалентным пробковой плите толщиной 75 мм. Пол имеет бетонное покрытие толщиной 50 мм. Определить теплоприток через пол при расчетной температуре зимой 0°С.

10-8. Объем низкотемпературной камеры равен 75 м³, а температура поддерживается на уровне —25° С. Использование ее незначительное, а расчетные наружные условия (в тамбуре) равны 10°С температуры и 75% относительной влажности. Вычислить тепловую нагрузку от инфильтрации.

10-9. В остывочную камеру загружается 2500 кг свежей тощей говядины при температуре 38°С. Она охлаждается до 3°С в течение 24 ч. Вычислить тепловую нагрузку от охлаждения продукта.

10-10. В остывочную камеру загружается 1800 кг зеленой фасоли в корзинах (масса одной корзины 15 кг) с температурой 27°С, которая охлаждается до 1°С за 20 ч. Масса пустой корзины 1,4 кг, а удельная теплоемкость равна 2,5 кДж/(кг·К). Вычислить тепловую нагрузку от продукта.

10-11. В низкотемпературную камеру загружается 300 кг разделанной упакованной говядины при температуре 2°С. Говядина должна быть заморожена и охлаждена до температуры —18°С. Вычислить тепловую нагрузку от продукта.

10-12. В холодильной камере находится 5500 ящиков с яблоками при 3°С. В камеру дополнительно загружается 500 ящиков при температуре 29°С, которые охлаждаются до температуры хранения в течение 24 ч. Средняя масса яблок в одном ящике 27 кг, масса ящика 4,5 кг, а его удельная теплоемкость 2,5 кДж/(кг·К). Определить тепловую нагрузку от продукта.

10-13. Малая холодильная камера с размерами 3 м × 5 м × 3 м снабжена двенадцатью дверями с тройным остеклением (размеры 0,6 м × 0,6 м) и предназначена для хранения продуктов в магазине открытого типа (интенсивное использование). Стены камеры покрыты слоем изоляции 50 мм из пенополистирола. Температура в камере поддерживается на уровне 2°С. Вычислить тепловую нагрузку при продолжительности работы оборудования 16 ч в сутки, если температура окружающей среды равна 25°С.

Глава 11
ИСПАРИТЕЛИ

ТИПЫ ИСПАРИТЕЛЕЙ

Испарителем является любой теплопередающий аппарат, в котором летучая жидкость кипит, отводя теплоту из охлаждаемого пространства или от продукта. Испарители выпускаются различных типов, форм, размеров и конструкций вследствие многообразия применения машинного охлаждения и классифицируются по типу конструкции, способу подачи жидкого хладагента, условиям эксплуатации, способу циркуляции воздуха (хладоносителя), типу регуля-

тора подачи хладагента, по применению.

Основными конструкциями являются гладкотрубный, плиточный и ребристый испарители. Гладкотрубные и плиточные испарители иногда классифицируют как поверхностные испарители, так как вся их поверхность находится в контакте с кипящим внутри хладагентом. Основной поверхностью в ребристых испарителях являются трубы, в которых кипит хладагент. Ребра не заполнены хладагентом и поэтому являются вторичными теплопередающими поверхностями, предназначенными для отвода теплоты из окружающей среды и передачи ее хладагенту.

Поверхностные испарители гладкотрубного и плиточного типа имеют широкое применение и работают в любом диапазоне температур. Чаще всего их используют для охлаждения жидкости и воздуха, когда температура в охлаждаемом пространстве поддерживается ниже 1 °С и трудно предотвратить нарастание инея на поверхности испарителя. Нарастание инея на гладкотрубных и плиточных испарителях не влияет на их производительность в той мере, как на производительность ребристых испарителей. Кроме того, большинство поверхностных испарителей, в особенности плиточные, легко очищаются и быстро оттаиваются вручную с помощью щеток или скребков. Для оттаивания и очистки процесс охлаждения прекращают, что отрицательно сказывается на качестве охлаждаемого продукта.

Гладкотрубные испарители

Гладкотрубные испарители обычно изготовляют из стальных или медных труб. Стальные трубы используют для больших испарителей и аммиачных аппаратов, а медные трубы — для испарителей, работающих на фторированных хладагентах. Гладкотрубные испарители выпускают обычно для индивидуального применения различного размера, формы

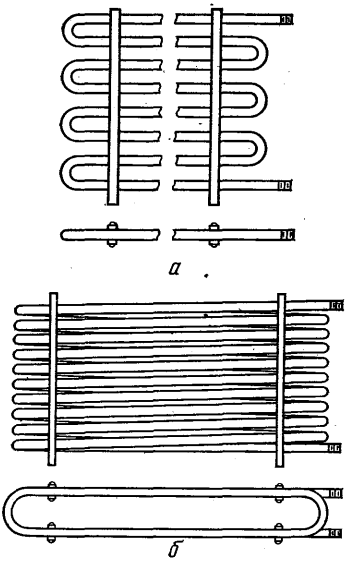


Рис. 11-1. Обычные конструкции гладкотрубных испарителей:
а — плоский зигзагообразный змеевик; *б* — овальный змеевик

и конструкции. Наиболее распространенной формой гладкотрубного испарителя является плоский или овальный змеевик (рис. 11-1). Спиральные гладкотрубные испарители часто используют для охлаждения жидкого хладоносителя.

Большие подвесные потолочные испарители с естественной конвекцией воздуха находят применение в низкотемпературных и холодильных камерах, в которых желательна медленная циркуляция большого количества воздуха. Их используют также (с орошением поверхности и без него) с центробежными вентиляторами для создания высокоскоростного потока воздуха для охлаждения или замораживания продуктов.

Плиточные испарители

Выпускают несколько типов плиточных испарителей. Некоторые изготовляют из двух плоских металлических листов, соединенных вместе таким образом, что остается проход для потока хладаген-

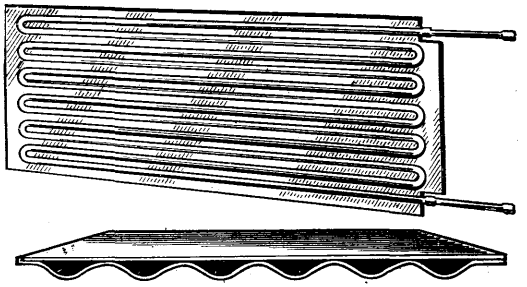


Рис. 11-2. Плиточный испаритель с параллельными трубками змеевика в одной плоскости

та между двумя листами (рис. 11-2). Плиточный испаритель широко используют в бытовых холодильниках и морозильниках, так как его легко чистить, он экономичен в изготовлении и ему можно придать нужную конфигурацию (рис. 11-3).

Другой тип плиточного испарителя состоит из змеевика, размещенного между двумя металлическими листами, сваренными вместе по краям (рис. 11-4). Для обеспечения хорошего теплового контакта между сваренными листами и трубами с хладагентом пространство между плитами заполняют эвтектическим раствором или вакуумируют, в результате чего атмосферное давление, воздействующее на наружную поверхность листов, плотно прижимает их к змеевику, находящемуся между ними. Испаритель с эвтектическим раствором используют в качестве аккумулятора холода. Плиточные испарители широко используют в авторефрижераторах, в которых их монтируют вертикально и горизонтально на стенках и потолке кузова (рис. 11-5). Эти испарители обычно присоединяют на ночь к центральной холодильной установке на станции авторефрижераторов. Холод, накопленный аккумулятором, достаточен для охлаждения продуктов в течение следующего дня. Температура плит определяется точкой таяния эвтектического раствора.

Плиточные испарители используют по одному или группами. На рис. 11-6 показано, как плиты смонтированы на потолке холодильных камер хранения, низкотемпературных камер и т. д. Плиты могут быть соединены параллельно (рис. 11-7) или последовательно.

Плиточные испарители используют в качестве полок в низкотемпературных камерах (рис. 11-8). Их широко используют в морозильных аппаратах, низкотемпературных витринах для замороженных продуктов, прилавках для мо-

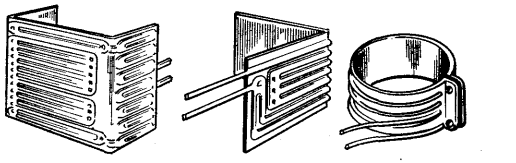


Рис. 11-3. Виды плиточных испарителей

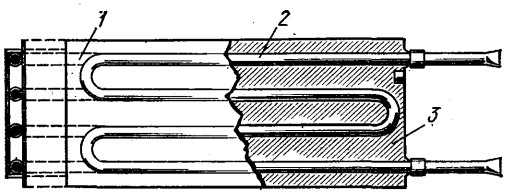


Рис. 11-4. Устройство плиточного испарителя:

1 — наружная гладкая рубашка; *2* — стальная труба для хладагента; *3* — полость в плите, заполняемая эвтектическим раствором

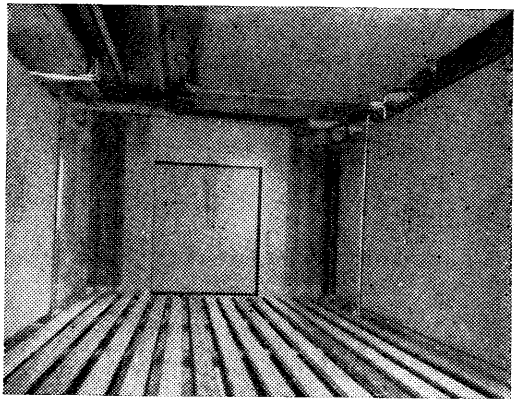


Рис. 11-5. Низкотемпературные плиты испарителя в кузове авторефрижератора для перевозки мороженого



Рис. 11-6. Плиточные испарители в низкотемпературной камере хранения

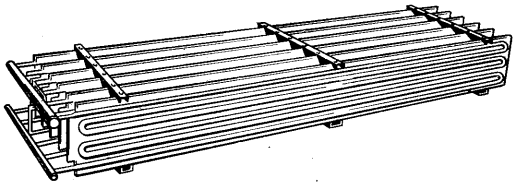


Рис. 11-7. Плиточные испарители с параллельной подачей хладагента (плиты могут быть соединены для последовательной циркуляции хладагента)

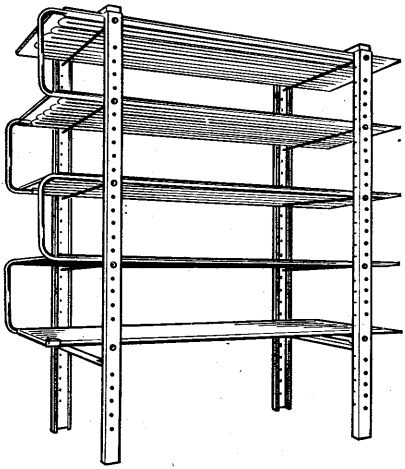


Рис. 11-8. Плиточные испарители, соединенные последовательно, используются в качестве полок морозильного стеллажа

роженого, охлаждаемых прилавках для продажи газированной воды и напитков и пр. Плиточные испарители особенно выгодны в охладителях жидкости, в которых имеются пиковые нагрузки. Запас холода, образуемый при намораживании льда на поверхности плит, расходуется при пиковой тепловой нагрузке (рис. 11-9), в результате чего можно использовать оборудование меньшей производительности, что уменьшает капиталовложения и эксплуатационные расходы.

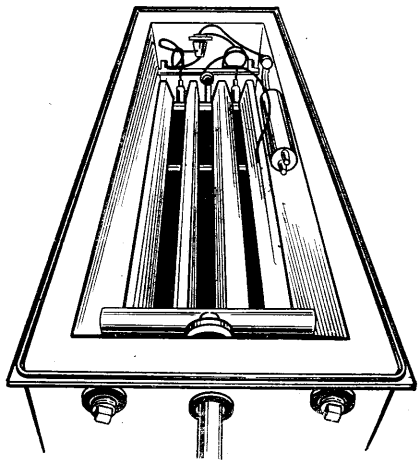


Рис. 11-9. Аккумулятор холода с намораживанием льда на плиточных испарителях

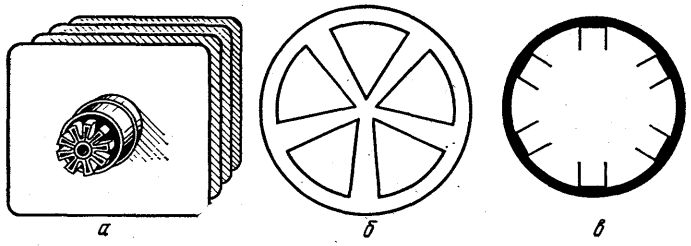


Рис. 11-10. Способы внутреннего оребрения труб испарителя

Ребристые испарители

Ребристые испарители — это гладкотрубные змеевики с металлическими ребрами (рис. 11-10), которые применяют для охлаждения воздуха и других газов. Ребра, выполняющие функцию вторичных теплопоглощающих поверхностей, увеличивают наружную площадь поверхности испарителя (повышая тем самым его КПД). При использовании гладкотрубных испарителей большая часть воздуха, циркулирующего около змеевика, проходит в пространстве между трубами, не контактируя с их поверхностью. Если на змеевике смонтированы ребра, то они выступают в открытое пространство между трубами и служат в качестве коллекторов теплоты. Ребра отводят теплоту из той части воздуха, которая обычно не контактирует с основной поверхностью испарителя, и передают ее в трубу.

Очевидно, что эффективность применения ребер зависит от их соединения с трубой, при котором должен создаваться хороший тепловой контакт между ними. В одних случаях ребра припаивают непосредственно к трубе, а в других— насаживают на трубу, которую затем развальцовывают под давлением. Ребра врезаются в поверхность трубы, создавая хороший тепловой контакт.

Высота ребер и зазор между ними зависят от назначения испарителя. Диаметр трубы влияет на размер ребер. На трубах небольшого диаметра монтируют низкие ребра. Высота ребер должна быть больше с увеличением диаметра трубы. На 1 м трубы размещают от 40 до 500 ребер в зависимости от рабочей температуры испарителя.

Накапливание инея на воздухоохлаждающих испарителях неизбежно. Образовавшийся иней уменьшает расстояние между ребрами и замедляет циркуляцию воздуха через испаритель. Поэтому зазор между ребрами в низкотемпературных испарителях должен быть большим (от 80 до 200 ребер на 1 м длины трубы), чтобы улучшить циркуляцию воздуха. На батареях, предназначенных для кондиционирования воздуха, а также применяемых в других установках, где температура достаточно высока и иней не накапливается, зазор между ребрами может быть равен 1,8 мм.

При естественной циркуляции воздуха через ребристый испаритель сопротивление потоку воздуха должно быть минимальным. Поэтому зазор между ребрами на испарителях с естественной конвекцией должен быть больше, чем на испарителях с вентиляторным обдувом.

Существует определенная зависимость между внутренней и наружной поверхностями испарителя. Оребрение имеется только на наружной поверхности, и увеличение числа ребер не влияет на производительность испарителя. В некоторых случаях избыточное оребрение снижает производительность испарителя, так как ограничивает возможность циркуляции воздуха.

Накапливание инея значительно влияет на производительность ребристых испарителей. Поэтому они наиболее пригодны для охлаждения воздуха в тех случаях, когда температура на их по-

верхности поддерживается выше 0° С. Регулярное оттаивание ребристых аппаратов необходимо при их использовании для низких температур. Оттаивание может производиться автоматическими средствами, которые рассматриваются в другой главе.

Ребристые испарители более компактны по сравнению с поверхностными испарителями. Ребристый испаритель занимает меньше места, чем гладкотрубный или плиточный испаритель той же производительности, что позволяет значительно экономить производственную площадь. Ребристые испарители идеально работают с вентиляторами, создающими принудительную циркуляцию воздуха.

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ИСПАРИТЕЛЯ

Производительность испарителя характеризуется интенсивностью прохождения теплоты через его стенки из охлаждаемого пространства или от продукта к кипящей внутри жидкости и обычно выражается в ваттах. Испаритель любого назначения должен иметь достаточный коэффициент теплопередачи для того, чтобы кипящий хладагент поглощал теплоту с высокой интенсивностью, создавая в то же время требуемое охлаждение при работе в расчетных условиях.

Все три способа теплопередачи имеют место при поступлении теплоты в испаритель. При охлаждении воздуха большая часть теплоты переносится к испарителю конвективными токами, образуемыми в охлаждаемом пространстве посредством вентилятора или путем естественной циркуляции в результате разности температур между испарителем и окружающей средой. Часть теплоты передается испарителю непосредственно от продукта, а также от стен охлаждаемого пространства. Если продукт находится в тепловом контакте с наружной поверхностью испарителя, то теплота передается от продукта к испарителю за счет теплопроводности. Однако для хорошей теплопередачи полезно, чтобы часть охлаждаемой жидкости циркулировала под действием гравитации или перекачивалась насосом. Теплота должна проходить через стенки испарителя вследствие теплопроводности независимо от способа ее подачи к наружной поверхности испарителя. Поэтому производительность испарителя, т. е. интенсивность прохождения теплоты через его стенки, зависит от тех же факторов, которые обусловливают интенсивность потока теплоты, проходящей под действием теплопроводности через любую теплопередающую поверхность. Производительность испарителя можно определить из следующего уравнения:

$$Q_0 = Fk\theta_m, \qquad (11\text{-}1)$$

где Q_0 — количество переданной теплоты, Вт; F — площадь наружной поверхности испарителя (гладкотрубной и ребристой), м²; k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); θ_m — средняя логарифмическая разность между температурой снаружи испарителя и температурой хладагента в испарителе, К.

Коэффициент теплопередачи

Сопротивление стенок испарителя потоку теплоты — это сумма трех факторов, отношение которых можно выразить следующим образом:

$$1/k = (1/\alpha_1)\,(F_2/F_1) + (\delta/\lambda)\,(F_2/F_1) + 1/\alpha_2, \qquad (11\text{-}2)$$

где k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²×К); α_1, α_2 — внутренний и наружный коэффициенты теплоотдачи соответственно, Вт/(м²·К); F_2/F_1 — отношение наружной площади поверхности к внутренней или коэффициент оребрения; δ — толщина стенки испарителя, м; λ — теплопроводность стенки испарителя, Вт/(м·К).

Коэффициент теплопередачи должен быть максимальным, так как желательна высокая интенсивность теплопередачи через стенки испарителя. Поэтому в конструкции испарителя обычно использу-

ются металлы из-за их высокой теплопроводности. Необходимо, однако, выбирать металл, который не вступает в реакцию с хладагентом. При изготовлении испарителей наиболее применяемыми металлами являются чугун, сталь, латунь, медь и алюминий. Распространенные хладагенты не реагируют с чугуном и сталью, но эти металлы корродируют в присутствии свободной влаги в системе. Латунь и медь используют в машине, работающей на любом хладагенте, кроме аммиака, который растворяет медь. Алюминий употребляют в машинах, работающих также с любым хладагентом, кроме хлористого метила. Магний и магниевые сплавы не следует применять для изготовления испарителей и агрегатов, система которых заполняется фторированными углеводородами или хлористым метилом.

Наименее важной из трех величин в уравнении (11-2) является теплопроводность металла, из которого изготовлены стенки испарителя. Теплопроводность металла настолько велика, в особенности у меди и алюминия, что обычно она не имеет никакого значения. Таким образом, коэффициент теплопередачи испарителя определяется в основном коэффициентами теплоотдачи к внутренней и наружной поверхностям.

Величина коэффициента теплопередачи зависит от конструкции и материала испарителя, площади смачивания внутренней поверхности, скорости движения потока и теплопроводности хладагента в испарителе, количества масла в испарителе, состояния наружной поверхности испарителя и охлаждаемой среды, отношения внутренней площади поверхности испарителя к наружной, скорости циркуляции среды (газообразной или жидкой).

Теплопередача за счет теплопроводности больше через жидкость, чем через газ, и интенсивность поглощения теплоты хладагентом от стенок испарителя зависит от площади смачивания внутренней поверхности. Затопленные испарители с этой точки зрения всегда более эффективны, чем змеевиковые, так как они полностью заполнены жидким хладагентом. Это относится также и к наружной поверхности испарителя. Если наружная поверхность испарителя находится в непосредственном контакте с жидкой или твердой средой, то теплопередача через наружную поверхность испарителя вследствие теплопроводности больше, чем когда средой является воздух или какой-либо другой газ.

Любое загрязнение наружной или внутренней поверхности испарителя играет роль теплоизоляции, уменьшая коэффициент теплоотдачи стенок испарителя, а также интенсивность теплопередачи. Загрязнение наружной поверхности воздухоохладителей непосредственного охлаждения обычно обусловлено пылью, маслом и другими веществами, которые оседают на влажной поверхности испарителя, или нарастанием инея на его поверхности. При охлаждении жидкой среды на наружной поверхности испарителя обычно образуется накипь и продукты коррозии.

Загрязнение внутренней поверхности труб испарителя вызывается избыточным количеством масла в испарителе или низкой скоростью движения хладагента. При низкой скорости движения хладагента пузырьки, образовавшиеся в результате его кипения, осаждаются на стенках трубы, уменьшая тем самым площадь смоченной внутренней поверхности. При увеличении скорости движения хладагента стенки трубы очищаются, масло и пузырьки уносятся, в результате чего повышается интенсивность теплопередачи. Таким образом, внутренний коэффициент теплоотдачи увеличивается с повышением скорости потока циркуляции хладагента. Однако скорость потока хладагента ограничивается максимально допустимым снижением давления в змеевике испарителя. Если скорость потока превышает определенные пределы, то производительность испарителя уменьшается. На это явление

определенное влияние оказывает также конструкция испарителя. Коэффициент теплоотдачи к наружной поверхности повышается при увеличении скорости циркуляции среды над наружной поверхностью испарителя.

Любое увеличение турбулентности потока внутри или снаружи испарителя значительно повышает интенсивность теплопередачи через стенки испарителя. Так, чем больше разность температур по обе стороны стенки трубы, тем больше внутренняя турбулентность, которая в свою очередь зависит от шероховатости внутренней поверхности трубы. Теплопередача улучшается в некоторых случаях за счет внутреннего оребрения трубы. Турбулентность наружного потока зависит от скорости циркуляции среды через испаритель, зазора между трубами и формы ребер.

Эффективность оребрения зависит от относительных величин коэффициентов теплоотдачи внутренней и наружной поверхностей, а также от отношения площади наружной поверхности к площади внутренней поверхности. В любом случае, если интенсивность потока теплоты от внутренней поверхности испарителя к жидкому хладагенту превышает интенсивность прохождения теплоты от охлаждаемой среды к наружной поверхности, то производительность испарителя определяется в первую очередь площадью наружной поверхности. Теплопередачу можно повысить с помощью ребер, которые увеличивают площадь наружной поверхности до такой степени, что количество теплоты, поглощенной наружной поверхностью, становится приблизительно равным количеству теплоты, поступающей от внутренней поверхности к жидкому хладагенту.

Жидкий хладагент поглощает больше теплоты, чем пар. Поэтому при охлаждении воздуха поток теплоты от внутренней поверхности к жидкому хладагенту больше, чем от воздуха к наружной поверхности. Вследствие этого для охлаждения воздуха все большее распространение получают ребристые испарители. При охлаждении жидкости с обеими сторонами труб испарителя контактируют жидкие среды и интенсивность теплопередачи для внутренней и наружной поверхностей примерно одинакова. В этом случае гладкотрубные испарители работают с большей эффективностью, и оребрение не нужно. В таких испарителях в качестве хладагента используют аммиак. В некоторых охладителях жидкости, работающих на фторированных хладагентах, интенсивность теплопередачи от охлаждаемой жидкости может превышать интенсивность теплопередачи к хладагенту, и оребрение этой стороны трубы повышает производительность испарителя. Различные виды внутреннего оребрения приведены на рис. 11-10. Небольшое низкое ребро, напоминающее нарезку, эффективно в том случае, если хладагент находится снаружи трубы.

Средняя логарифмическая разность температур

Температура воздуха при прохождении через испаритель понижается. Если допустить, что снижение температуры воздуха происходит равномерно, то этот процесс может быть обозначен прямой пунктирной линией (рис. 11-11). Точка в центре этой линии соответствует средней температуре воздуха, проходящего через испаритель. Однако максимальное снижение температуры происходит в первом ряду испарителя и уменьшается при прохождении воздуха через каждый последующий ряд. Это обусловлено тем, что разность температур между воздухом и хладагентом максимальна в первом ряду и уменьшается при снижении температуры воздуха, проходящего через каждый последующий ряд. По достижении последнего ряда разность температур минимальна (рис. 11-12). Действительное снижение температуры воздуха обозначено на рис. 11-11 жирной кривой, а точка в ее центре характеризу-

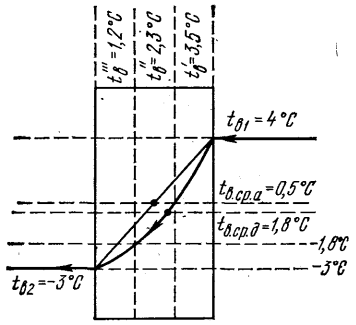


Рис. 11-11. Температура воздуха, проходящего через испаритель:

$t_{в1}$ — температура на входе в испаритель; $t_{в2}$ — температура на выходе из испарителя; $t'_в$ — снижение температуры в первом ряду испарителя; $t''_в$ — снижение температуры во втором ряду испарителя; $t'''_в$ — снижение температуры воздуха в третьем ряду испарителя; $t_{в.ср.а}$ — среднеарифметическая температура; $t_{в.ср.д}$ — средняя действительная температура

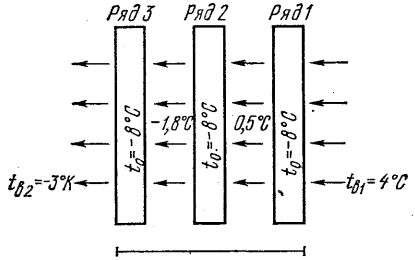


Рис. 11-12. Снижение температуры воздуха в трехрядном испарителе:

$t_{в1}$ — температура воздуха на входе в испаритель; $t_{в2}$ — температура воздуха на выходе из испарителя; t_0 — температура кипения хладагента

ет действительную среднюю температуру воздуха, проходящего через испаритель.

С помощью следующего уравнения можно вычислить приблизительную среднюю арифметическую разность температур, хотя ее величина незначительно отличается от действительной средней логарифмической разности температур:

$$\theta = [(T_{в1} - T_0) + (T_{в2} - T_0)]/2, \quad (11\text{-}3)$$

где θ — средняя арифметическая разность температур; $T_{в1}$, $T_{в2}$ — температура воздуха на входе и выходе из испарителя соответственно; T_0 — температура кипения хладагента в трубах.

Для величин, приведенных на рис. 11-12, средняя арифметическая разность температур равна

$$\theta = \{[4°C - (-8°C)] + [(-3°C) - (-8°C)]\}/2 = 8,5°C.$$

Получаемая средняя арифметическая разность температур несколько отличается от действительной средней логарифмической разности, определяемой по следующему уравнению, которое учитывает действительную среднюю температуру воздуха (точка в центре кривой на рис. 11-11):

$$\theta_m = [(T_{в1} - T_0) - (T_{в2} - T_0)]/\ln[(T_{в1} - T_0)/(T_{в2} - T_0)]. \quad (11\text{-}4)$$

Делая подстановку величин, приведенных на рис. 11-11, в уравнение (11-4), получим среднюю логарифмическую разность температур

$$\theta_m = \{[4°C - (-8°C)] - [(-3°C) - (-8°C)]\} / \ln\{[4°C - (-8°C)]/[(-3°C) - (-8°C)]\} = 7/\ln 2,4 = 8°C.$$

Предыдущие расчеты были сделаны при допущении, что температура хладагента постоянна, однако T_0 имеет два значения. Это условие рассматривается в другой главе.

Среднюю логарифмическую разность температур, называемую далее средней эффективной разностью температур, определяют также из табл. 11-1.

Влияние количества циркулирующего воздуха на производительность испарителя

Другие факторы, являющиеся внешними для испарителя, оказывают значительное влияние на его производительность, хотя и не учитываются основным уравнением теплопередачи. Главными среди них являются скорость дви-

Таблица 11-1

Средняя эффективная разность температур

$T_{\theta_2}-T_0$	$T_{\theta_1}-T_0$																			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1	1,00	1,44	1,82	2,16	2,48	2,79	3,08	3,37	3,64	3,91	4,17	4,43	4,68	4,93	5,17	5,41	5,65	5,88	6,11	6,34
2	1,44	2,00	2,47	2,89	3,28	3,64	3,99	4,33	4,65	4,97	5,28	5,58	5,88	6,17	6,45	6,73	7,01	7,28	7,55	7,82
3	1,82	2,47	3,00	3,51	3,95	4,33	4,73	5,11	5,40	5,82	6,17	6,49	6,82	7,15	7,46	7,77	8,08	8,37	8,67	8,97
4	2,16	2,89	3,51	4,00	4,48	4,93	5,36	5,77	6,17	6,55	6,92	7,28	7,64	8,00	8,32	8,66	8,98	9,31	9,63	9,94
5	2,48	3,28	3,95	4,48	5,00	5,49	5,94	6,38	6,81	7,21	7,61	8,00	8,37	8,74	9,10	9,46	9,81	10,15	10,49	10,82
6	2,79	3,64	4,33	4,93	5,49	6,00	6,37	7,01	7,40	7,85	8,27	8,70	9,08	9,47	9,98	10,22	10,61	10,96	11,30	11,67
7	3,08	3,99	4,73	5,36	5,94	6,37	7,00	7,63	7,86	8,39	8,87	9,32	9,67	10,10	10,52	10,86	11,26	11,65	12,04	12,37
8	3,37	4,33	5,10	5,77	6,38	7,01	7,63	8,00	8,49	8,96	9,42	9,86	10,30	10,72	11,13	11,54	11,94	12,33	12,72	13,10
9	3,64	4,65	5,40	6,17	6,81	7,40	7,86	8,49	9,00	9,58	10,06	10,52	10,97	11,24	11,70	12,14	12,57	12,99	13,39	13,92
10	3,91	4,97	5,82	6,55	7,21	7,85	8,39	8,96	9,58	10,00	10,49	10,97	11,43	11,89	12,33	12,77	13,19	13,61	14,02	14,43
11	4,17	5,28	6,17	6,92	7,61	8,27	8,87	9,42	10,06	10,49	11,00	11,49	11,96	12,42	12,94	13,33	13,79	14,22	14,65	15,06
12	4,43	5,58	6,49	7,28	8,00	8,70	9,32	9,86	10,52	10,97	11,49	12,00	12,50	12,99	13,45	13,90	14,45	14,80	15,23	15,66
13	4,68	5,88	6,82	7,64	8,37	9,08	9,67	10,30	10,97	11,43	11,96	12,50	13,00	13,48	13,91	14,44	14,90	15,35	15,80	16,26
14	4,93	6,17	7,15	8,00	8,74	9,47	10,10	10,72	11,24	11,89	12,42	12,99	13,48	14,00	14,58	14,93	15,46	15,90	16,38	16,81
15	5,17	6,45	7,46	8,32	9,10	9,98	10,52	11,13	11,70	12,33	12,94	13,45	13,91	14,58	15,00	15,87	16,00	16,46	16,90	17,39
16	5,41	6,73	7,77	8,66	9,46	10,22	10,86	11,54	12,14	12,77	13,33	13,90	14,44	14,93	15,87	16,00	16,29	16,98	17,31	17,93
17	5,65	7,01	8,08	8,98	9,81	10,61	11,26	11,94	12,57	13,19	13,79	14,45	14,90	15,46	16,00	16,29	17,00	17,51	18,07	18,51
18	5,88	7,28	8,37	9,31	10,15	10,96	11,65	12,33	12,99	13,61	14,22	14,80	15,35	15,90	16,46	16,98	17,51	18,00	18,35	18,99
19	6,11	7,55	8,67	9,63	10,49	11,30	12,04	12,72	13,39	14,02	14,65	15,23	15,80	16,38	16,90	17,31	18,07	18,35	19,00	19,23
20	6,34	7,82	8,95	9,94	10,82	11,67	12,37	13,10	13,92	14,43	15,06	15,66	16,26	16,81	17,39	17,93	18,51	18,99	19,23	20,00

$T_{в2}-T_0$	$T_{в1}-T_0$																			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
21	6,57	8,08	9,25	10,25	11,15	12,00	12,74	13,47	14,19	14,83	15,47	16,08	16,69	17,26	17,83	18,35	18,96	19,43	20,24	20,49
22	6,79	8,34	9,54	10,56	11,47	12,35	13,11	13,84	14,57	15,22	15,87	16,50	17,11	17,71	18,28	18,84	19,40	19,96	20,45	20,99
23	7,02	8,60	9,82	10,86	11,79	12,68	13,44	14,20	14,89	15,61	16,27	16,92	17,53	18,12	18,72	19,27	19,90	20,38	20,90	21,46
24	7,24	8,85	10,01	11,16	12,11	13,02	13,79	14,56	15,27	15,99	16,64	17,31	17,95	18,55	19,15	19,73	20,33	20,86	21,48	21,94
25	7,46	9,11	10,38	11,46	12,43	13,34	14,14	14,92	15,65	16,37	17,05	17,74	18,35	18,95	19,58	20,14	20,76	21,30	21,86	22,41
26	7,67	9,36	10,65	11,75	12,74	13,67	14,46	15,26	16,02	16,75	17,43	18,11	18,76	19,38	20,01	20,06	21,20	21,77	22,34	22,87
27	7,89	9,61	10,92	12,05	13,05	13,99	14,81	15,62	16,38	17,11	17,82	18,50	19,20	19,79	20,42	21,01	21,63	22,19	22,76	23,33
28	8,10	9,85	11,19	12,33	13,35	14,31	15,15	15,96	16,75	17,48	18,20	18,89	19,55	20,20	20,83	21,44	22,04	22,62	23,20	23,77
29	8,32	10,01	11,46	12,62	13,65	14,63	15,49	16,31	17,10	17,85	18,57	19,27	19,94	20,60	21,24	21,85	22,49	23,07	23,66	24,22
30	8,53	10,34	11,73	12,90	13,95	14,94	15,79	16,64	17,46	18,20	18,94	19,64	20,33	20,99	21,64	22,27	22,90	23,48	24,08	24,66
31	8,74	10,58	11,98	13,19	14,25	15,25	16,12	16,98	17,81	18,56	19,31	20,02	20,71	21,27	22,09	22,67	23,31	23,92	24,50	25,10
32	8,94	10,82	12,26	13,47	14,55	15,57	16,45	17,31	18,11	18,91	19,66	20,39	21,09	21,77	22,45	23,08	23,72	24,33	24,94	25,53
33	9,15	11,06	12,51	13,74	14,84	15,87	16,75	17,64	18,46	19,26	20,03	20,76	21,47	22,18	22,83	23,47	24,13	24,75	25,35	25,96
34	9,36	11,29	12,76	14,02	15,13	16,17	17,08	17,97	18,80	19,61	20,37	21,12	21,85	22,53	23,22	23,88	24,53	25,15	25,79	26,30
35	9,56	11,53	13,03	14,29	15,47	16,48	17,40	18,29	19,14	19,96	20,72	21,48	22,22	22,92	23,60	24,27	24,94	25,58	26,19	26,95
36	9,77	11,76	13,28	14,56	15,70	16,77	17,71	18,62	19,48	20,30	21,08	21,85	22,58	23,30	23,90	24,66	25,33	25,97	26,62	27,28
37	9,97	12,00	13,53	14,83	15,99	17,07	18,01	18,94	19,81	20,64	21,44	22,20	22,95	23,66	24,37	25,04	25,72	26,36	27,01	27,64
38	10,17	12,23	13,78	15,10	16,27	17,36	18,32	19,25	20,14	20,97	21,78	22,55	23,30	24,05	24,73	25,43	26,11	26,77	27,41	28,06
39	10,37	12,45	14,04	15,37	16,55	17,67	18,63	19,57	20,47	21,31	22,13	22,91	23,67	24,41	25,12	25,81	26,50	27,16	27,80	28,48
40	10,57	12,68	14,29	15,63	16,83	17,95	18,92	19,88	20,80	21,64	22,46	23,26	24,02	24,77	25,49	26,19	26,89	27,56	28,21	28,23

жения воздуха через испаритель и распределение его в охлаждаемом пространстве. Эти факторы во многих случаях зависимы друг от друга.

Бóльшая часть теплоты переносится от продукта к испарителю циркулирующим воздухом. Исключение составляют процесс охлаждения жидкости и применение испарителя для охлаждения продукта, находящегося с ним в непосредственном контакте. Если циркуляция воздуха недостаточна, то теплота не переносится от продукта к испарителю с требуемой интенсивностью и он не работает с максимальным КПД. Циркулирующий воздух должен равномерно распределяться по всему охлаждаемому пространству и проходить через испаритель. Плохое распределение циркулирующего воздуха создает неравномерное поле температур и «мертвые зоны» в охлаждаемом пространстве. При этом неравномерное распределение воздуха, проходящего через испаритель, приводит к тому, что часть его поверхности функционирует менее эффективно, и это снижает производительность аппарата.

Скорость движения воздуха, проходящего через испаритель, оказывает значительное влияние на величину коэффициента теплопередачи и среднюю эффективную разность температур, т. е. на производительность испарителя. Когда скорость движения низка, то воздух, проходящий через испаритель, находится в контакте с его поверхностью и охлаждается в течение более длительного времени, в результате чего средняя эффективная разность температур и интенсивность теплопередачи незначительные. С увеличением скорости движения большее количество воздуха контактирует с поверхностью испарителя в единицу времени, поэтому увеличивается средняя эффективная разность температур и повышается интенсивность теплопередачи. Кроме того, вследствие высокой скорости движения воздуха тонкая пленка неподвижного воздуха, находящегося на поверхности испарителя, разрушается. Так как воздушная пленка изолирует поверхность испарителя, то при ее разрушении увеличиваются проводимость наружной поверхности и коэффициент теплопередачи.

Площадь поверхности испарителя

Производительность испарителя непосредственно зависит от площади его наружной поверхности [см. уравнение (11-1)]. Это действительно только в том случае, если коэффициент теплопередачи испарителя и средняя эффективная разность температур постоянны. Однако нередко эти показатели изменяются при увеличении или уменьшении площади поверхности испарителя. Производительность испарителя зависит прямо пропорционально от площади поверхности. На рис. 11-13, например, испарители *б* и *в* имеют в два раза большую площадь поверхности, чем испаритель *а*. Если скорость движения воздуха одинакова, то количество воздуха, циркулирующего через испаритель *в*, в два раза больше, чем через испаритель *а*, а средняя эффективная разность температур испарителя равна этой же величине испарителя *а*. Поэтому производительность

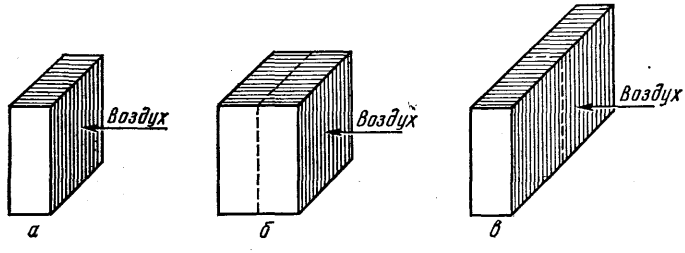


Рис. 11-13. Испарители *б* и *в* имеют в два раза большую площадь поверхности, чем испаритель *а*. Испаритель *в* имеет в два раза большую производительность, чем испаритель *а*

испарителя *в* в два раза превышает производительность испарителя *а*.

На рис. 11-12 показано, как влияет на среднюю эффективную разность температур увеличение площади поверхности испарителя за счет большего количества рядов (по глубине). Обратите внимание, что разность температур воздуха максимальна в первом ряду и уменьшается с прохождением воздуха через каждый последующий ряд. В результате каждый последующий ряд характеризуется меньшей интенсивностью теплопередачи и функционирует менее эффективно, чем предыдущий. Площадь поверхности испарителя *б* вдвое больше площади поверхности испарителя *а* (рис. 11-13) за счет увеличения числа рядов. При этом средняя эффективная разность температур испарителя *б* уменьшается, а прирост производительности не будет таким большим, как при увеличении площади поверхности испарителя *в*.

При одинаковой общей площади поверхности длинный, широкий и плоский испаритель работает более эффективно, чем короткий узкий испаритель с большим количеством рядов по глубине. Однако во многих случаях охлаждаемый объем имеет ограниченные размеры, в связи с чем возникает необходимость в использовании компактных испарителей. При возможности потерю производительности из-за увеличения количества рядов несколько компенсируют, повышая скорость движения воздуха через испаритель. При осушении воздуха также желательно применять многорядные испарители. Чем больше глубина испарителя, тем больше времени воздух контактирует с его поверхностью и тем выше температура воздуха на выходе приближается к температуре поверхности испарителя. Осушение осуществляется вследствие того, что температура части воздуха, проходящего через испаритель, обычно опускается ниже температуры точки росы на входе. Очевидно, чем ниже температура воздуха на выходе, тем больше степень осушения.

СХЕМЫ ИСПАРИТЕЛЕЙ

В результате чрезмерного снижения давления в испарителе всасываемый пар поступает в компрессор при более низком давлении, чем это требуется. Это уменьшает производительность и КПД компрессора (см. главу 8).

Для предотвращения снижения производительности и КПД компрессора конструкция испарителя должна быть таковой, чтобы давление хладагента в нем снижалось минимально. Однако определенное снижение давления необходимо для нужной скорости движения хладагента через испаритель. При движении потока хладагента поверхность труб должна очищаться от пузырьков пара и масла, которое уносится в компрессор. Следовательно, при нормальной работе в испарителе давление снижается, обеспечивая достаточную скорость движения потока хладагента, высокую интенсивность теплопередачи и хороший возврат масла.

Снижение давления в испарителе зависит от диаметра труб, их длины и тепловой нагрузки. Под тепловой нагрузкой понимают интенсивность потока теплоты, поступающей в испаритель через стенки труб. Тепловая нагрузка определяет количество хладагента, которое должно проходить через испаритель в единицу времени. Чем выше нагрузка, тем больше хладагента проходит через испаритель и тем больше снижается давление. Чем больше нагрузка на испаритель, тем короче должен быть путь прохождения хладагента для предотвращения чрезмерного снижения давления.

Одноходовой испаритель (рис. 11-14) работает удовлетворительно при определенной тепловой нагрузке. Если тепловая нагрузка выходит за допустимые пределы, то скорость движения потока хладагента увеличивается и снижение давления становится слишком большим. Обратите внимание, что хладагент входит в испаритель сверху в виде жидкости

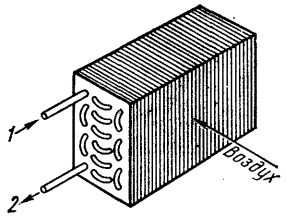


Рис. 11-14. Одноходовой испаритель:
1 — вход хладагента; *2* — выход хладагента

и выходит снизу в виде пара. Объем хладагента увеличивается при переходе в парообразное состояние, скорость движения потока и снижение давления увеличиваются при движении хладагента через одноходовой испаритель, достигая максимальных величин в конце испарителя, где хладагент находится полностью в парообразном состоянии.

Чрезмерное снижение давления в конце одноходового испарителя можно предотвратить, разделив схему на два хода в нижней части испарителя (рис. 11-15). Сначала хладагент проходит через одноходовую схему, достигая максимальной скорости. Когда хладагент попадает в две параллельные секции испарителя, скорость его движения уменьшается в два раза, а величина снижения давления на единицу длины змеевика испарителя уменьшается до 1/8 от той величины, которая была бы в нижней части одноходового испарителя. В результате испаритель может работать с большей тепловой нагрузкой без превышения допустимой величины снижения давления.

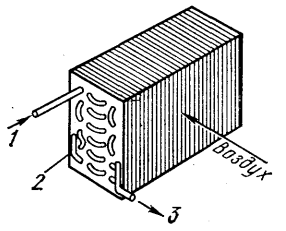


Рис. 11-15. Многосекционный испаритель:
1 — вход хладагента; *2* — разделение схемы; *3* — выход хладагента

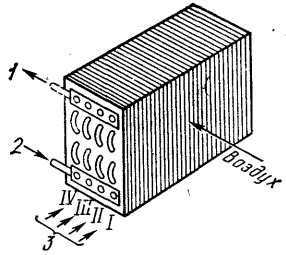


Рис. 11-16. Четырехсекционный испаритель с коллекторами хладагента на входе и выходе (поперечный ток воздуха и хладагента создает неравномерную нагрузку):
1 — выход хладагента; *2* — вход хладагента; *3* — секции

Другой способ уменьшить снижение давления в испарителе заключается в использовании коллекторов хладагента, смонтированных в верху и в низу испарителя, в результате чего хладагент поступает одновременно в несколько параллельных секций (рис. 11-16). Основной недостаток этой схемы заключается в неравномерной тепловой нагрузке отдельных секций, что затрудняет распределение хладагента. Первая секция более нагружена, чем последняя, и в нее следует подавать больше хладагента, так как разность температур между воздухом, проходящим через испаритель, и хладагентом в трубах первой секций значительней, чем в последней. Этот тип испарителя наиболее эффективен в системах с избыточной подачей хладагента или в затопленных системах.

Испаритель, показанный на рис. 11-17, широко используется при больших тепловых нагрузках, например в кондиционере, в котором разность температур между хладагентом и воздухом большая, а наружное оребрение значительное. Обратите внимание, что воздух проходит противотоком хладагенту, в результате чего самый теплый воздух контактирует с самой теплой частью поверхности испарителя. Этим создается максимальная средняя разность температур и наивысшая интенсивность теплопередачи. Обратите внимание,

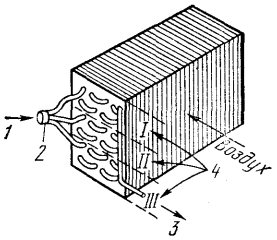


Рис. 11-17. Испаритель с распределителем хладагента и всасывающим коллектором (обратите внимание на схему противотока хладагента и воздуха):

1 — вход хладагента; *2* — распределитель хладагента; *3* — выход хладагента; *4* — секции

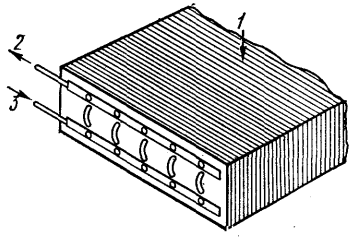
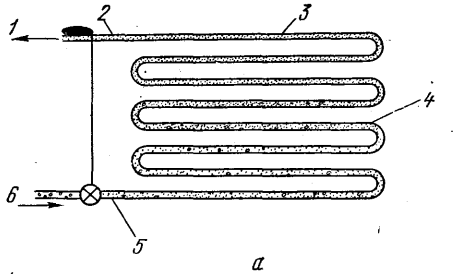
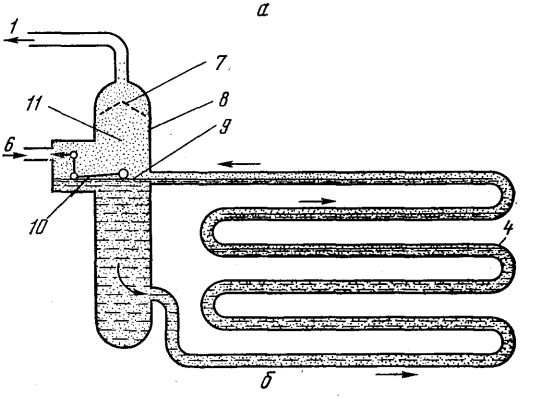


Рис. 11-18. Противоток хладагента и воздуха в испарителе (создает более равномерную нагрузку и более высокую разность температур):

1 — поток воздуха; *2* — выход хладагента; *3* — вход хладагента



а



б

Рис. 11-19. Виды испарителей с нижней подачей хладагента:

а — змеевиковый испаритель; *б* — затопленный испаритель; *1* — всасывание в компрессор; *2* — перегретый пар; *3* — жидкость полностью испарилась; *4, 5* — парожидкостная смесь; *6* — вход жидкости; *7* — отражатель; *8* — отделитель жидкости; *9* — уровень жидкости; *10* — поплавковый регулятор; *11* — отделитель жидкости

также на то, что тепловая нагрузка на секции стала равномерной. Требуемое количество секций и длина труб испарителя определяются диаметром трубы и тепловой нагрузкой.

Конструкция многоходового испарителя с коллектором, представленная на рис. 11-18, предпочтительнее, чем та, которая показана на рис. 11-16. Противоток воздуха и хладагента увеличивает среднюю эффективную разность температур и обеспечивает более равномерную тепловую нагрузку на секции.

СПОСОБЫ ПОДАЧИ ХЛАДАГЕНТА

По способу подачи хладагента испарители делят на змеевиковые и затопленные. Жидкий хладагент подается в змеевиковый испаритель в таком количестве, которое может полностью испариться до выхода из аппарата, в результате чего во всасывающий трубопровод поступает только парообразный хладагент (рис. 11-19, *а*). В качестве регулятора расхода хладагента, используемого при этом способе питания испарителя, обычно применяют ТРВ или капиллярную трубку. Хладагент перегревается примерно на 5 К в концевой части испарителя, которая составляет приблизительно от 10 до 20% от общей площади поверхности испарителя. Этим предотвращается выброс жидкости во всасывающий трубопровод компрессора.

Часть циркулирующего хладагента кипит в регуляторе расхода при понижении давления от давления конденсации до давления в испарителе (см. главу 6).

При питании змеевикового испарителя дроссельный пар входит в испаритель вместе с остающейся жидкостью, которая кипит при движении хладагента через испаритель. Из предыдущего очевидно, что хладагент в конце змеевикового испарителя находится почти полностью в парообразном состоянии, и эта часть испарителя функционирует не столь эффективно, как на входе, где хладагент находится почти полностью в жидком состоянии.

Змеевиковые испарители несколько менее эффективны, чем затопленные, но они имеют более простую конструкцию и меньшую стоимость. Они более компактны, требуют меньшей зарядки хладагента, и возврат масла не столь сложен, как в испарителях других типов. По этим причинам змеевиковый испаритель наиболее распространен и особенно в системах, работающих на галоидзамещенных углеводородных хладагентах, так как возврат масла из затопленных испарителей, работающих на этих хладагентах, затруднен.

Затопленный испаритель полностью заполняется жидким хладагентом, что обусловливает максимальную смачиваемость внутренней поверхности труб и, следовательно, максимальную интенсивность теплопередачи. Затопленный испаритель имеет отделитель жидкости (рис. 11-19, *б*), из которого жидкий хладагент поступает в секции испарителя. Уровень жидкости в отделителе поддерживается поплавковым регулятором низкого или высокого давления. Пар, образуемый при кипении хладагента в трубах и при дросселировании в регуляторе подачи, отделяется от жидкости в верхней части отделителя и отсасывается компрессором.

В затопленном испарителе количество циркулирующего жидкого хладагента значительно превышает то количество, которое может в нем выкипеть. Избыточное количество жидкости отделяется от пара в отделителе и рециркулирует к испарителю, а пар отсасывается компрессором. Соотношение поступающего в испаритель жидкого хладагента к количеству кипящей жидкости составляет от 2 : 1 до 7 : 1, причем большее соотношение относится к работе на аммиаке, а меньшее — к работе на R12, R22 и R502.

Оптимальное соотношение для обеспечения наивысшей производительности испарителя зависит от ряда факторов, которые иногда трудно предсказать. Как и в змеевиковых испарителях, подача жидкости в затопленные испарители регулируется каким-либо устройством. Обычно это дроссельное отверстие или ручной регулирующий вентиль, которые сконструированы или настраиваются на максимальный расход хладагента при пиковой нагрузке.

Затопленные испарители (испарители с рециркуляцией жидкости) наиболее часто и экономично используются в многоиспарительных установках (рис. 11-20). Регулирование рециркуляции хладагента в одном испарителе не представляет сложности, но более трудно распределить хладагент в установке с несколькими испарителями, где интенсивность рециркуляции обычно выше, чем в одном испарителе. Для предотвращения избыточной подачи хладагента на стороне нагнетания насоса монтируют байпасный предохранительный клапан для перепуска лишней жидкости в ресивер низкого давления, когда один или несколько испарителей отключены. Байпасный клапан может быть смонтирован также на конце трубопровода хладаген-

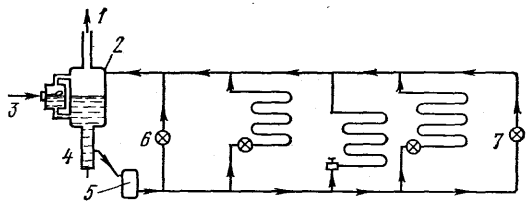


Рис. 11-20. Многоиспарительная установка: *1* — всасывание в компрессор; *2* — отделитель жидкости; *3* — вход жидкости; *4* — отстойник; *5* — насос жидкого хладагента; *6* — предохранительный клапан; *7* — предохранительный клапан (возможное его расположение)

та на максимальном расстоянии от насоса.

Производительность испарителя обычно определяют в результате испытаний, так как математическая оценка всех переменных параметров, влияющих на производительность испарителя, непрактична. Общего стандарта для определения номинальной производительности испарителей нет. Метод определения производительности зависит от типа испарителя и способа его изготовления. Однако методы определения номинальной производительности существенно не различаются, и большинство предприятий-изготовителей предоставляют не только данные о номинальной производительности, но и инструкции по ее определению.

Выбор испарителя на основании данных предприятия-изготовителя относительно прост, если определены условия его работы. Таблицы номинальной производительности испарителя и способы выбора рассматриваются в этой главе ниже.

РАЗНОСТЬ ТЕМПЕРАТУР В ИСПАРИТЕЛЕ

Разность температур в испарителе определяется как разность между температурой воздуха на входе в испаритель (обычно принимаемая в качестве расчетной температуры в пространстве) и температурой насыщения хладагента, соответствующей давлению на выходе из испарителя.

Номинальная производительность большинства испарителей, сконструированных для охлаждения пищевых продуктов, зависит главным образом от разности температур. При выборе испарителей систем кондиционирования воздуха и для некоторых установок для хранения продуктов, когда температура и влажность в охлаждаемом пространстве являются определяющими факторами, требуются более точные способы определения номинальной производительности.

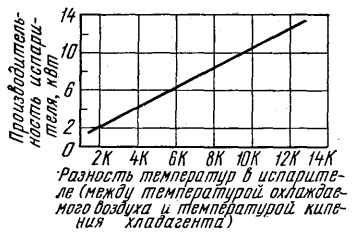


Рис. 11-21. Зависимость производительности испарителя от разности температур

Соотношение между производительностью испарителя и разностью температур в нем показано на рис. 11-21. Обратите внимание, что производительность испарителя (в кВт) непосредственно зависит от разности температур в нем. Если испаритель имеет определенную производительность при разности температур 2 К, то его производительность повысится точно в 5 раз при увеличении разности температур до 10 К при неизменных других условиях[1].

Очевидно, что испаритель с относительно небольшой площадью поверхности и работающий при сравнительно значительной разности температур мо-

[1] Не нужно путать среднюю эффективную разность температур с разностью температур в испарителе. В соответствии с уравнением (11-1) производительность любого испарителя (коэффициент теплопередачи и площадь поверхности которого определены при изготовлении) зависит от величины средней эффективной разности температур. Однако, принимая, что температура хладагента и все остальные факторы остаются неизменными, средняя эффективная разность между температурами воздуха, проходящего через испаритель, и хладагента в испарителе зависит от температуры воздуха на входе в испаритель. Средняя эффективная разность температур увеличивается с повышением температуры воздуха на входе в испаритель. Следовательно, средняя эффективная разность температур меняется пропорционально разности температур в испарителе, и поэтому производительность испарителя также изменяется пропорционально разности температур в нем.

жет иметь такую же производительность, как другой испаритель с большей площадью поверхности, но работающий при меньшей разности температур. Ниже, однако, будет показано, что разность температур между хладагентом в испарителе и воздухом в охлаждаемом пространстве значительно влияет на качество сохраняемого продукта, а также КПД всей системы и обычно является определяющим фактором при выборе испарителя. При выборе испарителя необходимо сначала определить предполагаемую рабочую разность температур. Когда эта расчетная разность температур известна, можно выбрать испаритель с достаточной площадью поверхности для обеспечения требуемой холодопроизводительности.

Оптимальный режим холодильного хранения пищевых продуктов и других товаров зависит не только от температуры в холодильной камере, но и от влажности воздуха. Если влажность воздуха в камере очень низкая, то происходит избыточная усушка таких продуктов, как разделанное мясо, овощи, молочные продукты, цветы, фрукты и пр. Когда влажность в камере высокая, то начинается интенсивный рост плесени, грибков и бактерий с появлением слизи, в особенности на мясных продуктах в зимнее время. Влажность воздуха в камере не имеет особого значения, если продукт упакован в бутылки, банки или другую паронепроницаемую упаковку.

Разность температур в испарителе — это важнейший фактор, регулирующий влажность воздуха в холодильной камере. Чем меньше разность температур между испарителем и воздухом в камере, тем выше относительная влажность, и наоборот. Другими факторами, влияющими на влажность, являются скорость движения воздуха, продолжительность работы оборудования, тип регулятора расхода хладагента, величина открытой площади поверхности продукта, интенсивность теплопритока от инфильтрации, а также параметры окружающей среды.

Если качество охлаждаемого продукта может ухудшиться под воздействием влажности, необходимо выбрать такую разность температур в испарителе, которая обеспечит оптимальные влажностные условия для хранения продукта. В таких случаях разность температур в испарителе является наиболее важным фактором, определяющим выбор испарителя. Расчетные величины разности температур в испарителях с естественной или принудительной конвекцией при различных значениях влажности приведены в табл. 11-2.

Таблица 11-2

Расчетная разность температур в испарителе

Относительная влажность, %	Расчетная разность температур, К	
	при естественной конвекции	при принудительной циркуляции
95—91	7—8	5—6
90—86	8—9	6—7
85—81	9—10	7—8
80—76	10—11	8—9
75—70	11—12	9—10

Если влажность в камере не имеет значения, то факторами, влияющими на выбор испарителя, являются КПД системы, экономичность эксплуатации, объем, занимаемый в камере испарителем, капиталовложения.

При температурах в камере —12°С и ниже обычно используют испарители с принудительной конвекцией при разности температур 6 К.

ВЛИЯНИЕ ЦИРКУЛЯЦИИ ВОЗДУХА НА СОСТОЯНИЕ ПРОДУКТА

Как указывалось ранее, циркуляция воздуха в холодильной камере необходима для передачи теплоты от продукта к испарителю. При недостаточной циркуляции воздуха производительность испарителя уменьшается, продукт не охлаждается с достаточной ско-

ростью, увеличивается рост плесени и бактерий, а на некоторых продуктах появляется слизь. Однако качество продуктов ухудшается также при слишком сильной циркуляции воздуха. В этом случае увеличивается интенсивность испарения влаги с поверхности продукта, вызывая его быструю усушку. Избыточная усушка — очень дорогостоящее явление, так как ухудшается внешний вид и качество продукта и сокращается срок его хранения.

Интенсивность циркуляции воздуха зависит от назначения оборудования, влажности воздуха, вида продукта и срока хранения. Интенсивность циркуляции и влажность воздуха тесно взаимосвязаны с состоянием продукта. Плохая циркуляция воздуха оказывает такое же влияние на продукт, как высокая влажность, а избыточная циркуляция вызывает такой же эффект, как низкая влажность. Во многих случаях трудно определить причины порчи продукта, т. е. обусловлена ли она плохой циркуляцией воздуха или неудовлетворительными влажностными условиями. Состояние продукта зависит большей частью от комбинированного влияния влажности и интенсивности циркуляции воздуха, а не от действия только одного из этих факторов. Любой из них может быть изменен по величине при условии одновременного регулирования другого фактора. Например, если влажность поддерживается на более высоком уровне, то можно увеличить скорость циркуляции воздуха выше нормальной. При этом продукт не будет поврежден.

При определении интенсивности циркуляции воздуха необходимо учитывать вид продукта и площадь его открытой поверхности. Некоторые продукты, например цветы и овощи, быстрее портятся при избыточной циркуляции воздуха, чем другие. Разделанное мясо, имеющее бóльшую открытую площадь поверхности, восприимчивее к усушке и порче, чем говяжьи четвертины или полутуши. Поэтому при их хранении скорость циркуляции воздуха должна быть меньше. Если продукт находится в паронепроницаемой упаковке, то высокая скорость движения воздуха не влияет на него, а интенсивность циркуляции воздуха в этом случае следует поддерживать на высоком уровне, чтобы получить максимальное охлаждающее действие. Рекомендуемые скорости циркуляции воздуха при хранении продуктов приведены в табл. 10-8—10-11.

ИСПАРИТЕЛИ С ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИЕЙ

Испарители с естественной конвекцией часто используют, когда требуется низкая скорость циркуляции воздуха и минимальная усушка, например в бытовых холодильниках, охлаждаемых витринах, малых холодильных камерах, холодильных шкафах и больших холодильных камерах. Циркуляция воздуха через испаритель посредством естественной конвекции осуществляется вследствие разности между температурами испарителя и воздуха в камере. Чем выше разность температур, тем больше интенсивность циркуляции воздуха.

На конвективную циркуляцию воздуха в камере влияют форма, размер и расположение испарителя, применение отражателей и способ закладки продуктов. Оптимальными являются испарители, имеющие один или два ряда в глубину, проложенные вдоль всей длины камеры и покрывающие бóльшую часть потолка. С увеличением глубины испарителя ухудшается естественная циркуляция воздуха и уменьшается средняя эффективная разность температур. В результате производительность испарителя снижается. Плотный холодный воздух всегда опускается, в связи с чем испарители следует монтировать как можно выше над полом, но необходимо предусматривать определенный зазор между испарителем и потолком для свободной циркуляции воздуха.

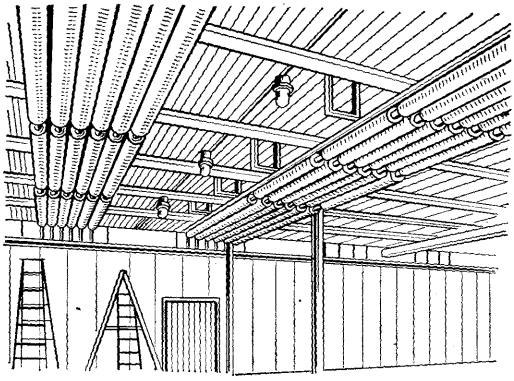


Рис. 11-22. Потолочный испаритель с естественной конвекцией (испаритель имеет литые алюминиевые ребра)

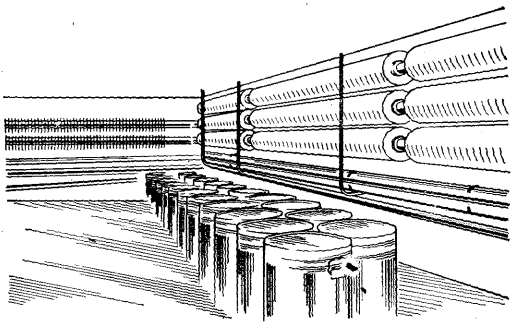


Рис. 11-23. Испаритель с естественной конвекцией воздуха, смонтированный на стене

Одиночные потолочные испарители часто используют в холодильных камерах шириной менее 2,5 м. При ширине камеры более 2,5 м применяют два или большее количество испарителей. Если высота потолка не позволяет применять потолочные испарители, то их можно монтировать на боковой стене. На рис. 11-22 и 11-23 показаны большие холодильные камеры с испарителями, смонтированными на потолке и стене. В небольших холодильных камерах на испарителях с естественной циркуляцией воздуха монтируют отражатели. Отражатели монтируют таким образом, что они направляют естественный поток воздуха через испаритель во все охлаждаемое пространство. Площадь каналов для подачи холодного и теплого воздуха должна быть равна примерно 1/6 или 1/7 площади пола камеры.

Теплый воздух имеет больший удельный объем, чем холодный, и поэтому некоторые предприятия-изготовители рекомендуют, чтобы канал для подачи теплого воздуха был больше канала для подачи холодного воздуха. На рис. 11-24 ширина канала холодного воздуха равна $D/7$, а ширина канала теплого воздуха — $D/6$. Расстояние A от испарителя до потолка должно быть приблизительно равно ширине канала теплого воздуха, но не менее 75 мм. Горизонтальный отражатель, или ложный потолок, должен иметь уклон 75 мм — 150 мм на 1 м для направления потока холодного воздуха и слива талой воды. Ложный потолок должен быть изолирован, чтобы влага не конденсировалась на его нижней поверхности и не стекала на продукт. Размер B равен 100—175 мм, а C обычно 50—100 мм.

Заводское изготовление испарителей с отражателями (рис. 11-25) практически исключило необходимость в мон-

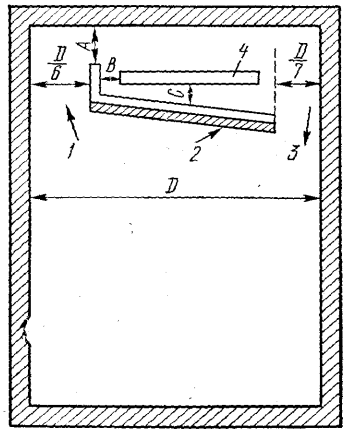


Рис. 11-24. Расположение отражателей на испарителе с естественной конвекцией:

1 — канал подачи теплого воздуха; *2* — изоляция; *3* — канал подачи холодного воздуха; *4* — испаритель

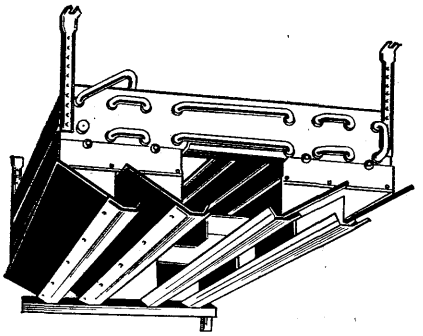


Рис. 11-25. Конвективный испаритель с отражателями

таже последних на месте эксплуатации.

Номинальную производительность испарителей с естественной конвекцией (гладкотрубных и ребристых) обычно выражают в ваттах на 1 К.

Основным показателем для подбора испарителя с отражателем, рассмотренного выше, является длина ребристой трубы. Для гладкотрубных испарителей основная характеристика — площадь (в м²) наружной поверхности трубы, а для больших ребристых труб (см. рис. 11-22) — длина в погонных метрах.

Основной показатель плиточных испарителей — площадь поверхности плиты с обеих ее сторон (в м²). Технические характеристики различных типов испарителей с естественной конвекцией приведены в приложениях 1-6. Применение этих данных показано на ряде примеров.

Пример 11-1. На низкотемпературную камеру размером 6 м × 11 м × 3 м воздействует тепловая нагрузка 7 кВт. Температура в камере поддерживается —18°С для работы с разностью температур 8 К. Выбрать в приложении плиточные испарители (под потолком камеры).

Р е ш е н и е. Анализ размеров камеры (11 м × 6 м) показывает, что от 4 до 6 испарителей по две или три группы, смонтированных последовательно в два ряда, обеспечат хорошее их размещение на потолке и достаточное распределение воздуха. В приложении 2 находим, что группы плиточных испарителей выпускаются длиной по 3 и 4 м. Три группы плиточных испарителей длиной по 3 м (всего 9 м) или две группы длиной по 4 м могут быть смонтированы последовательно в два ряда и обеспечить достаточный рабочий просвет.

Номинальная производительность испарителей определена при разности температур в 1 К. Требуемую производительность одной группы плиточных испарителей определяют делением общей тепловой нагрузки на количество групп плиточных испарителей и на расчетную разность температур 8 К, т. е. требуемая производительность одной группы (в кВт)

$$Q = \frac{\text{Общая тепловая нагрузка, кВт}}{\text{Количество групп} \times \text{Расчетная разность температур, К}}.$$

В данном случае требуемая производительность каждой группы

$$q = 7 \text{ кВт}/(6 \times 8\text{К}) = 0{,}1458 \text{ кВт/К},$$

или

$$q = 7 \text{ кВт}/(4 \times 8\text{К}) = 0{,}2188 \text{ кВт/К}.$$

В приложении 2 находим, что группа плиточных испарителей моделей № 6-3.0-В имеет производительность 0,1519 кВт при разности температур 1°С и при работе ниже 0°С (с нарастанием инея). Это обеспечивает хорошее распределение испарителей на потолке и достаточный рабочий зазор между ними (рис. 11-26). Они имеют общую холодо-

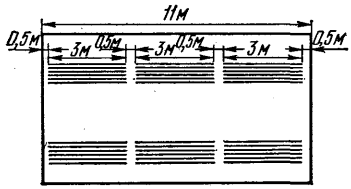


Рис. 11-26. Монтаж плиточных испарителей в низкотемпературной камере (см. пример 11-1)

производительность $Q = 6 \times 8 \text{ К} \times 0{,}1519 \text{ кВт/К} = 7{,}29 \text{ кВт}$ при разности температур 8 К.

Обратите внимание (приложение 2), что предприятие-изготовитель указывает на необходимость применения двух регуляторов расхода хладагента в каждой группе при работе на R12 и одного регулятора при работе на аммиаке.

Пример 11-2. Определить линейную длину чугунной трубы диаметром 40 мм для монтажа на потолке холодильной камеры при условиях, описанных в примере 11-1.

Р е ш е н и е. В примере 11-1 дано, что расчетная температура в камере равна —18°С, а разность температур в испарителе составляет 8 К. Поэтому требуемая температура кипения хладагента —26°С. Интерполируя данные из приложения 4, определяем коэффициент теплопередачи гладкотрубных испарителей при температуре воздуха —18°С в камере и при температуре хладагента, —26°С. Он равен 8,7 Вт/(м²·К). В приложении 5 находим, что 1 м² наружной поверхности образует труба длиной 6,6 м и диаметром 40 мм. По уравнению (11-1) определяем требуемую площадь поверхности труб

$$F = Q_0/(k\theta) = 7000 \text{ Вт}/[8{,}7 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})\times \times 8\text{К}] = 100 \text{ м}^2.$$

Требуемая линейная длина труб равна

$$L = 100 \text{ м}^2\times 6{,}6 \text{ м}/\text{м}^2 = 660 \text{ м}.$$

Пример 11-3. Принимая, что используется затопленный испаритель с естественной циркуляцией, определить линейную длину ребристого змеевика (рис. 11-27 и приложение 6) для удовлетворения условий примера 11-1.

Р е ш е н и е. В примере 11-1 дано, что расчетная температура в камере —18°С и разность температур в испарителе 8 К. Поэтому требуемая температура хладагента —26°С. В приложении 6 находим, что коэффициент теплопередачи ребристого затопленного испарителя с естественной циркуляцией и температурой кипения хладагента ниже —19°С равен 7 Вт/(м²·К). По уравнению (11-1) находим требуемую площадь поверхности испарителя

$$F = Q_0/(k\theta) = 7000 \text{ Вт}/[7 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})\times \times 8 \text{ К}] = 125 \text{ м}^2.$$

Требуемая линейная длина ребристой трубы

$$L = 125 \text{ м}^2/2{,}47 \text{ м}^2/\text{м} = 50{,}6 \text{ м}.$$

ИСПАРИТЕЛИ С ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ КОНВЕКЦИЕЙ

Испарители с принудительной конвекцией, обычно называемые воздухоохладителями, являются гладкотрубными или ребристыми испарителями в металлическом корпусе с одним или бóльшим числом вентиляторов для циркуляции воздуха. Некоторые типичные сухие воздухоохладители показаны на рис. 11-28.

Более крупные воздухоохладители выпускаются для напольного монтажа и могут работать в качестве как сухих так и мокрых аппаратов. Мокрые воздухоохладители непрерывно орошаются рассолом или раствором антифриза (см. рис. 11-44).

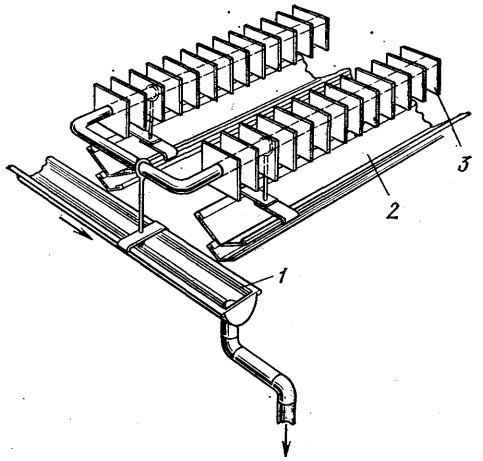


Рис. 11-27. Ребристый испаритель:
1 — поддон для талой воды; *2* — желоб для стока талой воды; *3* — ребристый испаритель

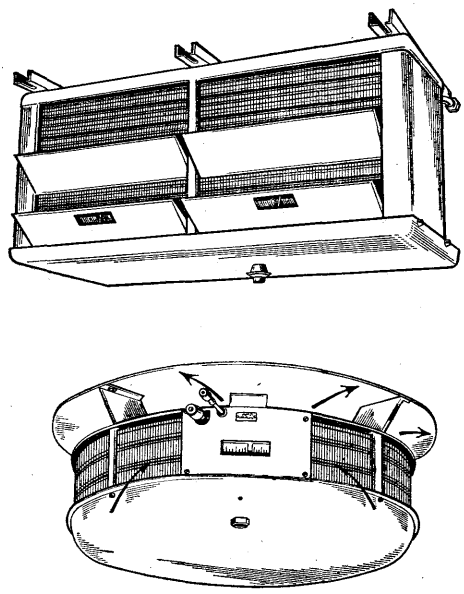


Рис. 11-28. Сухие испарители (обратите внимание, что воздух не нагнетается прямо на продукт)

Холодопроизводительность любого испарителя непосредственно взаимосвязана с количеством циркулирующего (в м³/с или л/с) через него воздуха. Количество воздуха, требуемого при данной производительности, является функцией двух факторов: отношения сухой теплоты к общей разности температур воздуха на входе и выходе из испарителя, т. е.

$$v = Q_0 (i_c/i_0)/(\Delta t_в \cdot 1{,}2), \qquad (11\text{-}5)$$

где v — объемный расход воздуха, м³/с; Q_0 — производительность, кВт; i_c/i_0 — отношение сухой теплоты воздуха к общей; $\Delta t_в$ — разность температур воздуха, К; 1,2 — постоянная воздуха, кДж/(м³ · К).

Если удельная теплоемкость воздуха при 21°С по сухому термометру и 50% относительной влажности равна 1,02 кДж/(кг · К), то удельный объем влажного воздуха при этих же условиях составляет 0,842 м³/кг. Поэтому постоянная воздуха равна (1,02 × 1/0,842) 1,21, округленно 1,2.

Отношение сухой теплоты к общей — это отношение холодопроизводительности испарителя по сухой теплоте к общей холодопроизводительности. Температура и влагосодержание воздуха понижаются, когда воздух охлаждается ниже точки росы (см. главу 5). Понижение температуры является результатом охлаждения за счет отвода сухой теплоты, а уменьшение влагосодержания — это результат охлаждения отводом скрытой теплоты. Следовательно, для испарителя с общей холодопроизводительностью 1 кВт и отношением сухой теплоты к общей 0,85 холодопроизводительность испарителя по сухой теплоте равна 0,85 кВт, а скрытая холодопроизводительность составляет 0,15 кВт (1 кВт — 0,85 кВт). Естественно, что отношение сухой теплоты к общей зави ит от условий эксплуатации, конструкции испарителя и количества циркулирующего воздуха. Среднее отношение сухой теплоты к общей для воздухоохладителей приблизительно равно 0,85.

Расчетное количество циркулирующего воздуха составляет 0,13 м³/с и 0,33 м³/с на 1 кВт холодопроизводительности соответственно для низконапорных и высоконапорных воздухоохладителей. Принимая, что отношение сухой теплоты к общей равно 0,8 и используя уравнение (11-5), находим требуемую разность температур воздуха, проходящего через высоконапорный агрегат,

$$\Delta t = 1 \text{ кВт} \times 0{,}8/(0{,}33 \text{ м}^3/\text{с} \times 1{,}2) = 2{,}02 \text{ К}.$$

Скорость циркуляции воздуха (в м/с) через воздухоохладитель — это функция количества воздуха (в м³/с) и площади фронтальной поверхности испарителя (в м²), т. е.

$$\omega = v/F, \qquad (11\text{-}6)$$

где ω — скорость, м/с; v — количество воздуха, м³/с; F — площадь фронтальной поверхности, м².

Пример 11-4. Определить площадь фронтальной поверхности испарителя для поддержания скорости циркуляции воздуха в лобовом сечении 2 м/с, если интенсивность потока воздуха, проходящего через испаритель, 0,2 м³/с.

Решение. По уравнению (11-6) рассчитываем требуемую площадь фронтальной поверхности

$$F = 0{,}2 \text{ м}^3/\text{с} : 2 \text{ м/с} = 0{,}1 \text{ м}^2.$$

Скорость циркуляции воздуха в лобовом сечении змеевика составляет 1—1,5 м/с для низконапорных агрегатов, 2,5—4 м/с для средненапорных агрегатов и 4—10 м/с для высоконапорных агрегатов. Когда испаритель затопленный, скорость циркуляции воздуха в лобовом сечении должна быть 3 м/с или менее для предотвращения уноса воды или рассола с поверхности змеевика потоком воздуха.

Действительная фронтальная площадь испарителя значительно меньше лобового сечения вследствие наличия труб и ребер. Поэтому действительная скорость циркуляции воздуха всегда значительно выше расчетной.

Номинальная холодопроизводительность агрегатированных воздухоохладителей выражается в киловаттах на кельвин (кВт/К). Как и в случае с испарителями с естественной конвекцией, расчетная разность температур для агрегатированных воздухоохладителей зависит от заданной влажности среды в камере. Вообще, при любой заданной влажности в камере расчетная разность температур (от 2 до 4 К) меньше, чем при использовании испарителей с естественной конвекцией (см. табл. 11-2).

В связи с наличием ряда переменных величин холодопроизводительность агрегатированных воздухоохладителей обычно определяют исходя из заданного количества и скорости циркуляции воздуха, способа подачи хладагента, толщины инея, диапазона рабочих температур и др. Выбранные условия должны быть приближенно равны встречающимся на практике. Во многих случаях, когда количество и скорость циркуляции воздуха зависят от применяемого вентилятора, то единственной переменной величиной является разность температур в испарителе. По этой величине в приложении 7, в котором приведены характеристики прямоугольных потолочных агрегатов, показанных на рис. 11-28, можно определить их номинальную холодопроизводительность. Номинальная холодопроизводительность зависит от расположения испарителя в камере и от своевременного его оттаивания. Рекомендуемые места расположения потолочных воздухоохладителей показаны на рис. 11-29.

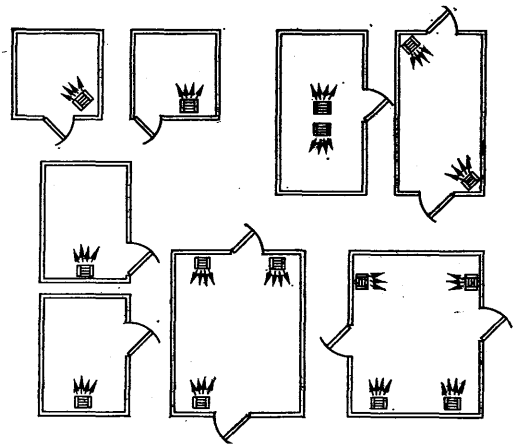


Рис. 11-29. Рекомендуемое расположение воздухоохладителей в малой холодильной камере

Пример 11-5. Принимая расчетную разность температур в испарителе равной 6 К, выбрать сухой воздухоохладитель в приложении 7 для холодильной камеры хранения пива при 2°С, расчетной тепловой нагрузке 5 кВт и продолжительности работы оборудования 16 ч.

Р е ш е н и е. При разности температур 6 К требуется сухой воздухоохладитель производительностью 0,833 кВт/К (5 кВт/6 К). В приложении 7 выбираем сухой воздухоохладитель модели № ИС 950 производительностью 0,950 кВт/К. Этот воздухоохладитель при 6 К имеет производительность 5,7 кВт (6 × 0,950). Теплота, выделяемая работающим в камере вентилятором воздухоохладителя, становится частью тепловой нагрузки, и добавляется к расчетам общей нагрузки. В приложении 7 находим, что теплота, выделяемая вентилятором, равна 0,308 кВт. Вентилятор работает непрерывно для циркуляции воздуха в холодильной камере, в результате чего средняя тепловая нагрузка от двигателя вентилятора при работе оборудования в течение 16 ч равна

$$Q_{\text{вен}} = 0{,}308 \text{ кВт} \times 24 \text{ ч}/16 \text{ ч} = 0{,}462 \text{ кВт}.$$

При добавлении нагрузки от двигателя вентилятора средняя тепловая нагрузка в холодильной камере равна 5,462 кВт (5 кВт + 0,462 кВт). Расчетная нагрузка несколько меньше номинальной производительности испарителя при 6 К разности температур, но разница незначительна, и выбранный сухой воздухоохладитель соответствует назначению. Принимая, что работа происходит при расчетных условиях, рабочая разность температур в испарителе равна

$$\Delta T = \frac{\text{Требуемая производительность}}{\text{Номинальная производительность}} \times \text{Расчетная разность температур}$$

$$\Delta T = (5{,}46 \text{ кВт}/5{,}7 \text{ кВт})\, 6\text{К} = 5{,}7\text{К}.$$

В приложении 8 даны характеристики крупных сухих и затопленных напольных воздухоохладителей. По-

правочные коэффициенты следует применять при других количествах и скоростях движения воздуха, а также при низких температурах кипения хладагента.

ОХЛАДИТЕЛИ ЖИДКОСТИ

Охладители жидкости, как и воздухоохладители, выпускаются различных типов и конструкций в зависимости от назначения. Пять типов испарителей для охлаждения жидкости получили наибольшее распространение: двухтрубный, оросительный, бак-охладитель, кожухозмеевиковый, кожухотрубный. Во всех случаях факторы, влияющие на производительность испарителей для охлаждения жидкости, те же, что и для воздухоохладителей и других типов испарителей. В табл. 11-3 указаны различные типы испарителей для охлаждения жидкости, рекомендуемые регуляторы расхода хладагента, диапазон производительности и используемые хладагенты.

Таблица 11-3

Характеристика испарителей для охлаждения жидкости

Тип испарителя	Регулятор подачи хладагента	Диапазон производительности, кВт	Хладагент
Затопленный кожухогладкотрубный	Поплавковый низкого давления	175—1750	R717 (аммиак)
Затопленный кожухоребристотрубный	Поплавковый низкого давления	175—35000	R11, R12, R22, R113,
	Поплавковый высокого давления, фиксированное отверстие, перегородка		R114, R500, R502
Оросительный кожухотрубный	Поплавковый низкого давления	350—1750	R11, R12, R13B1,
	Поплавковый высокого давления		R113, R114 R22
Кожухотрубный	ТРВ	17,5—1250	R12, R22, R500, R502, R717
Оросительный затопленный	Поплавковый низкого давления	35—350	R717
Оросительный с непосредственным охлаждением	ТРВ	17,5—85	R12, R22, R717
Двухтрубный затопленный	Поплавковый низкого давления	35—85	R717
Двухтрубный с непосредственным охлаждением	ТРВ	17,5—85	R12, R22, R717
Кожухозмеевиковый	ТРВ	7—35	R12, R22, R717
Затопленный в баке с мешалкой	Поплавковый низкого давления	175—700	R717

ДВУХТРУБНЫЕ ИСПАРИТЕЛИ

Двухтрубный испаритель состоит из двух труб, вставленных одна в другую. Охлаждаемая жидкость течет в одном направлении, а хладагент — противоположном через кольцевое пространство между внутренней и внешней трубами. На рис. 11-30 показана одна из конструкций двухтрубного испарителя. Наружные трубы приварены к вертикальным коллекторам хладагента, а внутренние проходят через коллекторы и соединены вместе съемными калачами. Преимущества этой конструкции заключают-

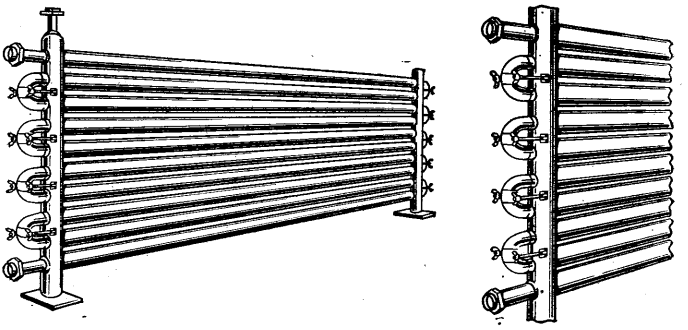


Рис. 11-30. Двухтрубный охладитель (съемные калачи предназначены для обеспечения легкого доступа к трубе для очистки)

ся в ее жесткости, отсутствии соединений, легкости доступа к внутренним трубам для чистки.

Двухтрубный испаритель может быть как сухим, так и затопленным. В любом случае противоток сред в трубах создает относительно высокий коэффициент теплопередачи. Недостатком этой конструкции являются большие габаритные размеры, в особенности по высоте, по сравнению с другими конструкциями испарителей. Двухтрубный испаритель поэтому применяется ограниченно. Некоторые испарители этого типа используют в винодельческой и пивоваренной промышленности, а также в нефтяной промышленности для охлаждения нефти.

ОРОСИТЕЛЬНЫЕ ИСПАРИТЕЛИ

Оросительный испаритель (рис. 11-31) состоит из ряда горизонтальных труб, расположенных одна над другой, соединенных вместе и образующих змеевик для циркуляции хладагента. При работе испарителя хладагент циркулирует в трубах. Охлаждаемая жидкость из распределителя, размещенного вверху испарителя, стекает по наружной поверхности труб в виде тонкой пленки и собирается в желобе внизу. Жидкость охлаждается при атмосферном давлении, поэтому оросительный испаритель является идеальным аппаратом для охлаждения любой жидкости, когда нужна ее аэрация. Этот тип испарителя широко используют для охлаждения, молока, вина и сусла, а также для охлаждения воды при газировании на заводах безалкогольных напитков. Рассматриваемый испаритель позволяет охлаждать жидкость до температуры несколько выше точки замерзания. Если жидкость замерзает, то повреждения испарителя не происходит.

Другое преимущество оросительного испарителя, которое относится и к двухтрубному испарителю, заключается в том, что его можно легко разделить на несколько частей. Это позволяет предварительно охлаждать жидкость холодной водой в одной части испарителя до подачи ее в другую часть с непосредственным охлаждением.

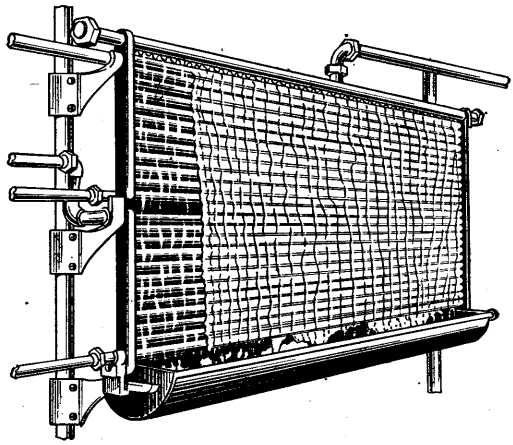


Рис. 11-31. Оросительный испаритель для охлаждения молока

БАКИ-ОХЛАДИТЕЛИ

Бак-охладитель состоит в основном из гладкотрубного змеевика (испарителя), расположенного в центре или сбоку большого стального бака с охлаждаемой жидкостью. Змеевик полностью погружен, но он отделен от основной массы жидкости перегородкой. Мешалка с приводом (рис. 11-32) применяется для циркуляции охлаждаемой жидкости через змеевик с относительно высокой скоростью (обычно 0,5—0,75 м/с).

Спиральные гладкотрубные испарители, упомянутые выше (см. с. 185), и испарители из параллельных труб (рис. 11-33) представляют собой две конструкции, которые часто применяются в баках-охладителях. В обеих конструкциях испарители затопленные. Аппарат, показанный на рис. 11-9, является другим вариантом бака-охладителя.

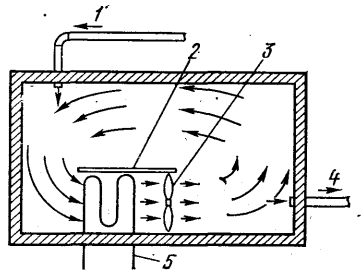


Рис. 11-32. Конструкция бака —охладителя жидкости:

1 — вход теплой жидкости; *2* — перегородка; *3* — мешалка; *4* — выход охлажденной жидкости; *5* — испаритель

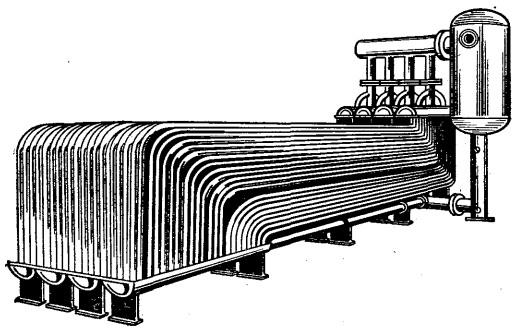


Рис. 11-33. Затопленный испаритель из параллельных труб

Баки-охладители используют для охлаждения жидкости, когда санитарные условия не являются очень важными. Их широко применяют для охлаждения воды, рассола и других жидкостей, используемых в качестве хладоносителей. Баки-охладители могут служить в качестве аккумуляторов холода и эксплуатируются преимущественно при резких изменениях нагрузки. В этих случаях монтируют сравнительно большой бак для охлаждаемой жидкости в целях минимизации повышения ее температуры в периоды пиковой нагрузки. Преимущества предварительного охлаждения особенно значительны, если жидкость, подаваемая к охладителю, имеет высокую температуру.

КОЖУХОЗМЕЕВИКОВЫЕ ИСПАРИТЕЛИ

Кожухозмеевиковый испаритель обычно состоит из одного или большего числа спиральных гладкотрубных змеевиков, размещенных в стальном корпусе (рис. 11-34). Испаритель является аппаратом затопленного типа. Хладагент поступает в змеевик, а охлаждаемая жидкость течет через корпус. Испаритель может быть использован как аккумулятор холода, в результате чего его применяют при больших, но не частых нагрузках. Его используют в основном для охлаждения питьевой воды и других целей, когда санитарные условия являются одним из основных факторов, например в пекарнях и фотолабораториях.

Иногда в кожухозмеевиковом испарителе хладагент поступает в корпус, а охлаждаемая жидкость — в змеевик. В этом случае испаритель является затопленным и может быть использован для быстрого охлаждения жидкости. Одним из его недостатков является отсутствие возможности аккумуляции холода. Другой недостаток — это возможность повреждения аппарата из-за замерзания охлаждаемой жидкости. По этой причине охладители такой конст-

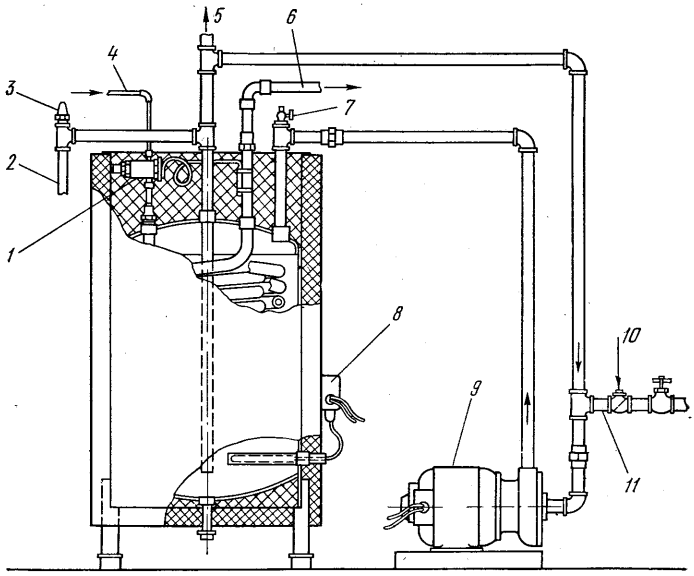


Рис. 11-34. Кожухозмеевиковый испаритель:

1 — ТРВ; *2* — сливная труба в открытый сток; *3* — предохранительный клапан; *4* — жидкостный трубопровод; *5* — выход воды; *6* — всасывающий трубопровод; *7* — вентиль для ручного выпуска воздуха; *8* — реле температуры; *9* — циркуляционный насос; *10* — обратный клапан; *11* — трубопровод подачи свежей воды

рукции не рекомендуется применять при необходимости охлаждения жидкости ниже 3°С.

Кожухозмеевиковый испаритель используют для быстрого охлаждения пива и других напитков. Напитки до подачи в аппарат должны быть охлаждены.

КОЖУХОТРУБНЫЕ ИСПАРИТЕЛИ

Кожухотрубные испарители, применяемые для охлаждения жидкостей, характеризуются относительно высокой эффективностью, минимальной потребностью в площади пола и пространстве над ними, легкостью обслуживания. Конструкции различаются между собой в зависимости от хладагента, а также от того, работает аппарат как сухой или как затопленный. Кожухотрубный испаритель состоит из цилиндрического стального кожуха, в котором находится ряд прямых параллельных труб, концы которых смонтированы на трубных решетках. Если испаритель сухого типа, то хладагент кипит в трубах, а охлаждаемая жидкость циркулирует через кожух (рис. 11-35). Когда испаритель затопленный, то охлаждаемая жидкость циркулирует через трубы, а хладагент находится в кожухе. Уровень жидкого хладагента в кожухе поддерживается с помощью поплавкового регулятора. В любом случае охлаждаемая жидкость циркулирует через испаритель и соединительные трубопроводы с помощью жидкостного циркуляционного насоса центробежного типа.

Диаметр кожуха кожухотрубного испарителя может быть от 150 мм до 1,5 м, а количество труб в кожухе — примерно от пятидесяти до нескольких тысяч. Трубы имеют диаметр от 16 до 50 мм, а длина их колеблется от 1,5 до 6 м. Аммиачные испарители имеют стальные трубы, а все остальные обычно медные трубы для создания более высокого коэффициента теплопередачи. Испарители, работающие на галоидзамещенных углеводородных хладагентах, имеют трубы с ребрами на стороне хладагента для повышения коэффициента теплоотдачи. В сухих испарителях трубы снабжены продольным внутренним оребрением (см. рис. 11-10). Трубы затопленных испарителей имеют очень низкие ребра, выступающие только на 1,5 мм.

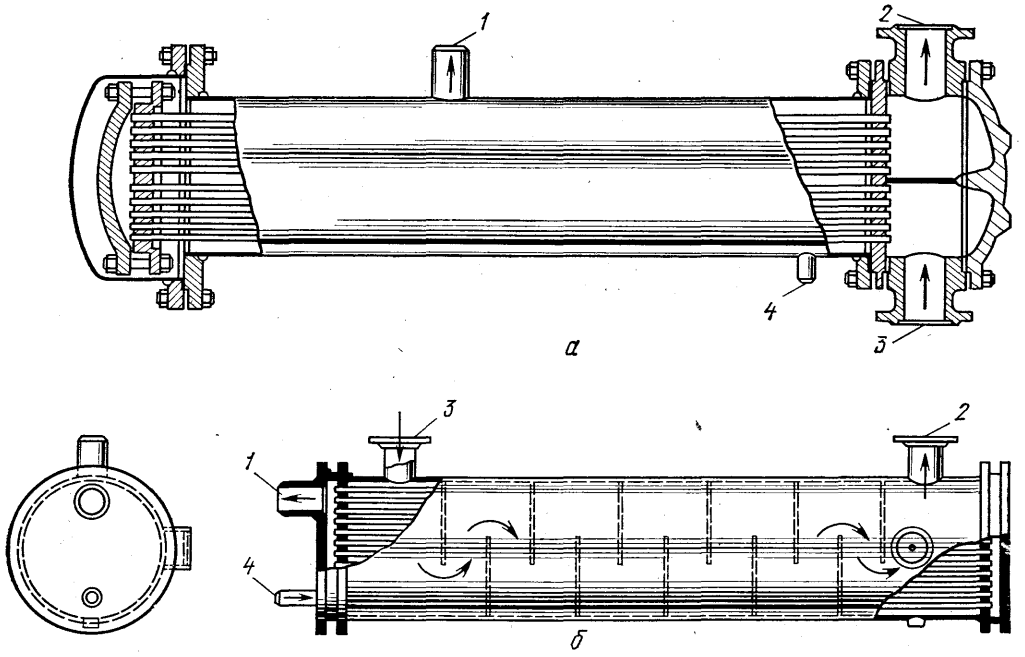


Рис. 11-35. Кожухотрубные испарители:
а — со съемным пучком труб; *б* — с кипением хладагента в трубах: *1* — выход пара хладагента; *2* — выход воды; *3* — вход воды; *4* — вход хладагента

Сухие испарители применяют в установках холодопроизводительностью от 7 до 1000 кВт. Затопленные испарители имеют диапазон производительности от 35 до нескольких тысяч киловатт и монтируются в крупных установках.

СУХИЕ ИСПАРИТЕЛИ

Основное преимущество сухих испарителей по сравнению с затопленными заключается в том, что требуется меньшая зарядка хладагента и масло возвращается в компрессор под давлением. Ранее указывалось, что в испарителе этого типа вероятность замерзания охлаждаемой жидкости значительно меньше, если она омывает поверхность труб, а а не проходит через них. Некоторые конструкции сухих испарителей представлены на рис. 11-36 и 11-37.

Скорость циркуляции охлаждаемой жидкости снаружи труб регулируют, изменяя длину и зазор между сегментными перегородками. Это дает возможность поддерживать такую скорость движения жидкости, которая создает наиболее эффективное отношение величины коэффициента теплопередачи к перепаду давления. Низкие перегородки с большим шагом между ними применяют для снижения скорости или для уменьшения падения давления в испарителе при высокой вязкости жидкости. Более высокие перегородки с меньшим шагом устанавливают для увеличения скорости движения жидкости и повышения коэффициента теплопередачи (рис. 11-38,*а*). Схема циркуляции хладагента для поддержания заданной скорости в трубах испарителя зависит от тепловой нагрузки и средней эффективности разности температур. Величина этих факторов переменна и зависит от конкретного случая применения испарителя. Поэтому испарители выпускают с одной или

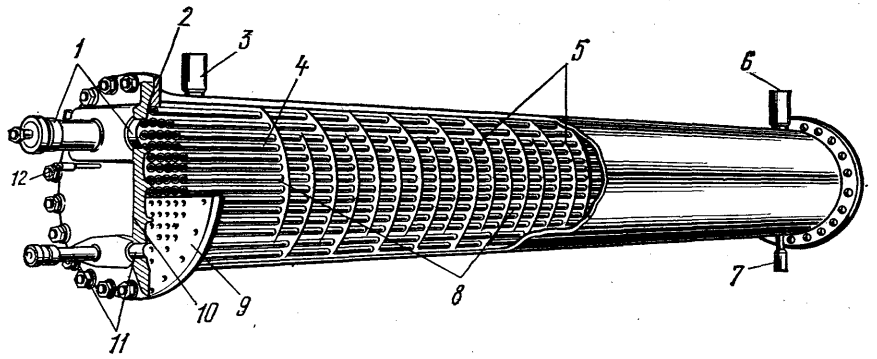


Рис. 11-36. Разрез испарителя с несъемными трубными решетками (кипение хладагента в трубах):

1 — всасывающие патрубки хладагента; *2* — прокладка между крышкой и трубной решеткой; *3* — вход жидкости; *4* — прокладка между перегородками; *5* — сегментные перегородки; *6* — выход жидкости; *7* — слив жидкости; *8* — трубы для хладагента; *9* — трубная решетка; *10* — передняя крышка; *11* — патрубки жидкого хладагента; *12* — уравнивающая труба

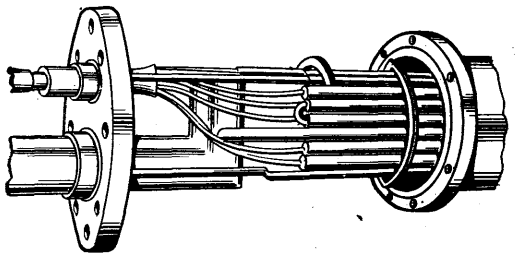


Рис. 11-37. Испаритель с частично выдвинутым пучком труб (он может быть демонтирован в виде единого узла)

с несколькими схемами циркуляции и различной длины. Схема циркуляции хладагента зависит от длины труб и расположения перегородок в концевых крышках, которые присоединяются к трубным решеткам с помощью болтов (рис. 11-38,*б*).

ЗАТОПЛЕННЫЕ ИСПАРИТЕЛИ

Затопленные испарители выпускаются одно- и многоходовыми. В одноходовом испарителе трубы расположены

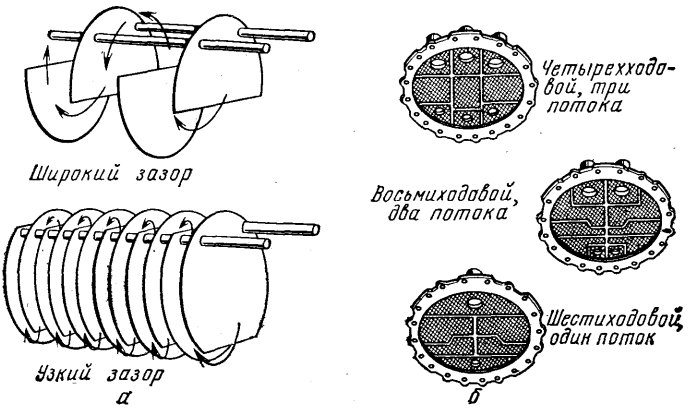


Рис. 11-38. Узлы испарителя с кипением, хладагента в трубах:
а — перегородки; *б* — крышки (изнутри)

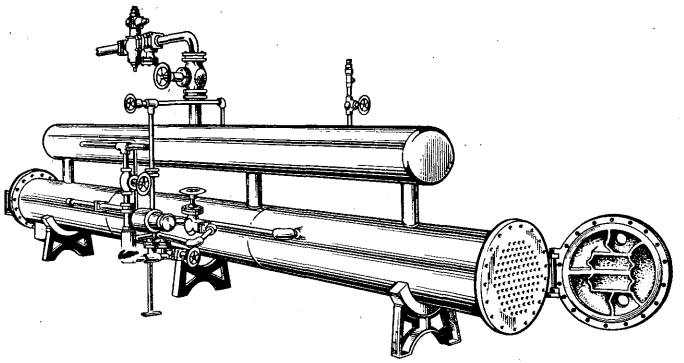


Рис. 11-39. Испаритель для многоходовой циркуляции охлажденной жидкости

таким образом, что охлаждаемая жидкость проходит через них одновременно только в одном направлении.

Многоходовая циркуляция охлаждаемой жидкости через испаритель осуществляется с помощью концевых крышек с перегородками, которые присоединены к обоим концам испарителя болтами (рис. 11-39). Расположение перегородок в крышке определяет количество ходов охлаждаемой жидкости в испарителе. Наиболее распространены двух-, четырех- и шестиходовые испарители, но иногда применяют аппараты с большим количеством ходов.

Некоторые затопленные испарители, как и сухие, выпускают со съемными пучками труб, а другие снабжены несъемными трубными решетками. В последнем случае трубная решетка приваривается к кожуху таким образом, что пучок труб не демонтируется. Когда крышки сняты, открывается легкий доступ к трубам для их очистки или ремонта отдельных труб. В испарителях, показанных на рис. 11-35, *б* и 11-36, применены несъемные трубные решетки, а в испарителях на рис. 11-35, *а* и 11-37 — пучки труб.

В некоторых затопленных испарителях кожух только частично заполнен трубами для создания большого парового пространства с относительно низкой скоростью тока над трубами (рис. 11-40). Эта конструкция исключает возможность выброса жидкого хладагента во всасывающий трубопровод, что делает ее особенно пригодной при резком повышении тепловой нагрузки.

В испарителях, кожух которых полностью заполнен трубами, для отделения жидкого хладагента от пара до его входа во всасывающий трубопровод имеется отделитель жидкости. Некоторые затопленные испарители выпускаются со встроенными теплообменниками на всасывающей стороне (см. рис. 11-39). Теплообменник предназначен для того, чтобы во всасывающий трубопровод поступал только сухой пар. Кроме того, он повышает эффективность испарителя

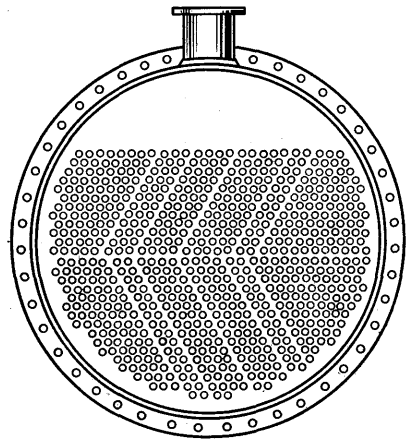


Рис. 11-40. Испаритель, в котором кожух только частично заполнен трубами для создания большого парового пространства над трубами

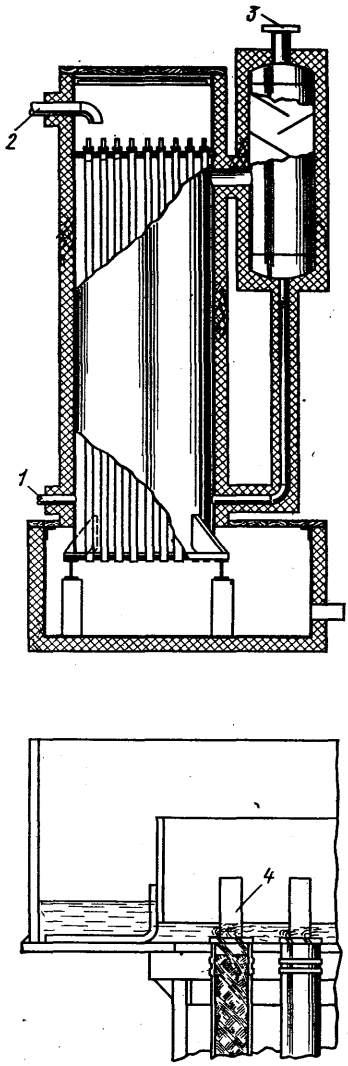


Рис. 11-41. Вертикальный затопленный кожухотрубный охладитель (воде, стекающей по трубам, сообщается вихревое движение специальными встроенными форсунками):
1 — подача хладагента; *2* — вход воды; *3* — выход пара; *4* — форсуночная вставка

за счет переохлаждения жидкости перед ним, снижая тем самым количество дроссельного пара на входе в аппарат.

Вертикальный кожухотрубный охладитель, показанный на рис. 11-41, характеризуется тем, что для него требуется минимальная площадь пола. Это затопленный аппарат. Охлаждаемая жидкость входит в испаритель сверху и стекает по трубам вниз. Циркуляционный насос перекачивает охлажденную жидкость из бака, смонтированного внизу, к потребителю. Отепленная жидкость подается к распределителю. Распределитель специальной конструкции, смонтированный наверху внутри каждой трубы, сообщает охлаждаемой жидкости вихревое движение, в результате чего она стекает в виде относительно тонкой пленки по внутренней поверхности труб.

ФОРСУНОЧНЫЕ ИСПАРИТЕЛИ

Конструкция форсуночного испарителя подобна конструкции затопленного испарителя, за исключением того, что жидкий хладагент, поступающий сначала в форсунки, расположенные в коллекторе над пучком водяных труб, орошает наружную их поверхность (см. рис. 20-19). Неиспарившаяся жидкость стекает с труб в поддон, размещенный внизу испарителя. Ее рециркуляция к оросительным форсункам осуществляется низконапорным насосом. Таким образом обеспечивается непрерывное смачивание поверхностей труб и высокая интенсивность теплопередачи.

Основные преимущества испарителя этого типа заключаются в его высокой эффективности и относительно небольшой зарядке хладагентом. Недостатками являются высокая стоимость монтажа и необходимость циркуляционного насоса.

ВЫБОР ИСПАРИТЕЛЯ

Способы выбора испарителя основаны на простых принципах теплопередачи и движения среды, которые рассматривались ранее. Почти все заводы-изготовители дают в своих каталогах пример выбора испарителя. Пример такого выбора приводится ниже.

Пример 11-6. Требуется охладить 3 л/с воды с 12 до 7°С при температуре кипения хладагента R12 3°С.

Решение. *Этап 1.* Определить общую тепловую нагрузку на испаритель, принимая плотность воды 1 кг/л,

$$Q_0 = 3 \text{ кг/с} \times 4{,}19 \text{ кДж/(кг·К)} \times$$

$$\times (12°\text{С} - 7°\text{С}) = 62{,}85 \text{ кВт}.$$

Этап 2. Определить среднюю эффективную разность температур: температура воды на входе минус температура хладагента: 12°С — 3°С = 9°С; температура воды на выходе минус температура хладагента: 7°С — — 3°С = 4°С.

В табл. 11-1 находим $\theta = 6{,}17°\text{С}$.

Этап 3. Выбрать диаметр кожуха и шаг между перегородками испарителя. При скорости движения воды 4 л/с возможными вариантами выбора являются испарители модели 10M, 12L, 8M, 12K, 10K и 8L. Цифра над линией обозначает диаметр кожуха, а буква — шаг между перегородками. Испарители меньшего диаметра более экономичны, а аппараты с бо́льшим диаметром более компактны. Перегородки с зазором типа *M* создают минимальное сопротивление при циркуляции, а зазоры типа *K* — максимальное. Следовательно, если площадь пола не очень ограничена, то целесообразно выбрать модель 8M. Эффективная разность температур равна 6,17°С, как было определено на этапе 2. Находим удельную нагрузку, которая равна 9,1 кВт/м².

Этап 4. Определить требуемую площадь поверхности.

$$\text{Площадь поверхности} = \frac{\text{Производительность, кВт}}{\text{Удельная нагрузка, кВт/м}^2}$$

$$F = 62{,}85 \text{ кВт}/9{,}1 \text{ кВт/м}^2 = 6{,}91 \text{ м}^2.$$

Этап 5. Выбрать по таблице приложения 8 нужную площадь поверхности испарителя. Модель испарителя ДХН8 с длиной трубы 2,7 м имеет площадь поверхности 7,1 м² и шаг типа *M* между перегородками.

Этап 6. Определить снижение давления воды в испарителе. Находим, что удельное снижение давления на 1 м длины (с шагом перегородок типа *M*) равно 0,44 м вод. ст.

Снижение давления = Длина, в м × удельное снижение давления, в м вод. ст./м;

$$2{,}7 \text{ м} \times 0{,}44 \text{ м вод.ст./м} = 1{,}19 \text{ м вод. ст.};$$

$$1{,}19 \text{ м вод. ст.} \times 9{,}807 \text{ кПа/м вод. ст.} =$$

$$= 11{,}67 \text{ кПа}.$$

СИСТЕМЫ С НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ И С ОХЛАЖДЕНИЕМ ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ХЛАДОНОСИТЕЛЕМ

Любой аппарат с теплопередающей поверхностью, в который подается хладагент для кипения, называется испарителем непосредственного охлаждения. Система с непосредственным охлаждением — это система, в которой испаритель, работающий на хладагенте, находится в непосредственном контакте с охлаждаемой средой или смонтирован в воздуховодах, сообщающихся с этой средой. До сих пор рассматривались только системы с непосредственным охлаждением.

Очень часто неудобно или неэкономично применять систему с непосредственным охлаждением. В таких случаях используют систему с промежуточным хладоносителем. Вода или рассол (или любая другая подобная жидкость) охлаждается хладагентом в испарителе и затем перекачивается по трубопроводам в охлаждаемое пространство или к охлаждаемому продукту. Охлажденная жидкость, называемая хладоносителем, циркулирует вокруг охлаждаемого продукта (сосуда) или течет через змеевик воздухоохладителя или другой теплопередающей поверхности (рис. 11-42). В любом случае хладоноситель, поглощая теплоту из охлаждаемого пространства или от продукта, поступает в испаритель для охлаждения и последующей рециркуляции.

Системы с охлаждением промежуточным хладоносителем обычно применяют в установках в том случае, когда охлаждаемая камера или охлаждаемый продукт находится на значительном расстоянии от холодильной машины. Длин-

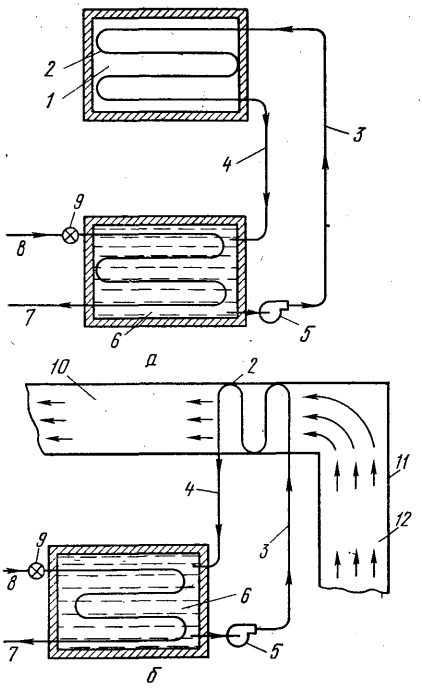


Рис. 11-42. Системы с промежуточным хладоносителем:

а — система с рассольной батареей в камере; *б* — система с рассольной батареей в воздуховоде; *1* — охлаждаемая камера; *2* — рассольная батарея; *3* — холодный рассол; *4* — теплый рассол; к охладителю; *5* — рассольный насос; *6* — рассол; *7* — пар к стороне всасывания компрессора; *8* — жидкость из ресивера; *9* — регулятор расхода хладагента; *10* — холодный воздух в охлаждаемую камеру; *11* — воздуховод; *12* — теплый воздух из камеры

ные трубопроводы для хладагента непрактичны, так как стоимость их монтажа высока и требуется значительная зарядка хладагента. Кроме того, длинные трубопроводы, в особенности вертикальные, затрудняют возврат масла и создают избыточное снижение давления хладагента, что снижает производительность и КПД системы. Образуемые утечки более значительны и появляются быстрее в трубопроводах для хладагента, чем в трубопроводах для воды и рассола.

Охлаждение с промежуточным хладоносителем применяют во многих промышленных процессах, в которых сложно выполнить непроницаемое для хладагента уплотнение охлаждаемого аппарата или сосуда. Эту систему охлаждения используют также в том случае, если утечка хладагента и масла из трубопроводов может вызвать загрязнение или повредить охлаждаемому продукту. Последнее относится, в частности, к мясоперерабатывающим предприятиям и большим холодильникам, где в качестве хладагента применяют аммиак.

Хладоносители

Наибольшее распространение получили следующие хладоносители: вода, рассолы хлористого кальция и хлористого натрия, этиленгликоль и пропиленгликоль, метанол (метиловый спирт), глицерин.

Почти во всех без исключения больших установках кондиционирования воздуха, а также в промышленных холодильных установках, в которых необходимо поддерживать температуру выше 0°С, используют воду. Вода — это отличный хладоноситель вследствие своей текучести, большой удельной теплоемкости и коэффициента теплоотдачи. Вода имеет низкую стоимость и почти не вызывает коррозии труб и аппаратов. Вода циркулирует через змеевик испарителя или оросительный аппарат, охлаждая и осушая воздух. В оросительном аппарате вода разбрызгивается через форсунки и собирается в поддоне или резервуаре, установленном внизу аппарата, откуда поступает к испарителю. Воздух, проходящий через струю воды, охлаждается до температуры ниже точки росы, и определенное количество сконденсированного водяного пара уносится с водой в поддон. При использовании испарителя или оросительного аппарата степень охлаждения или осушения воздуха регулируют, изменяя количество и температуру охлаждающей воды.

В качестве хладоносителя воду часто используют в небольших охладителях

напитков и на фермах для охлаждения бидонов с молоком. Это обусловлено тем, что вследствие высокой теплопроводности воды осуществляется быстрое охлаждение продукта. Кроме того, вода аккумулирует холод, и установка справляется с повышенной тепловой нагрузкой на испаритель.

Рассолы

Очевидно, что вода не может быть использована в том случае, когда температура поддерживается ниже 0°С. В таких случаях применяют рассол. Рассол — это водный раствор соли. Если соль растворена в воде, то температура замерзания рассола ниже температуры замерзания чистой воды. Чем больше растворено соли, тем ниже температура замерзания рассола, но только до определенного предела. При дальнейшем повышении концентрации соли температура замерзания рассола повышается, а не понижается. Следовательно, раствор любой соли в воде должен иметь определенную концентрацию, при которой температура его замерзания минимальна. Раствор с критической концентрацией соли называется эвтектическим раствором. При любой концентрации выше или ниже критической температура замерзания раствора выше температуры замерзания эвтектического раствора[1]. Если содержание соли в рассоле меньше, чем требуется для получения эвтектического раствора, то при температуре выше температуры замерзания эвтектического раствора избыточное количество воды начинает осаждаться из раствора в виде кристаллов льда. Точная температура образования кристаллов льда зависит от концентрации и относительной растворимости соли в воде, причем последняя уменьшается с понижением температуры раствора. Продолжение осаждения кристаллов льда из раствора при снижении его температуры повышает концентрацию остального рассола, пока не образуется ледяная шуга из льда и эвтектического раствора. Дальнейший отвод теплоты из этой смеси вызывает затвердевание эвтектического раствора (при постоянной температуре).

Однако если содержание соли в рассоле превышает количество, требуемое для образования эвтектического раствора, то при температуре выше температуры эвтектического раствора избыточная соль начинает осаждаться из него в виде кристаллов. При понижении температуры рассола образуется смесь соли и эвтектического раствора. При дальнейшем отводе теплоты от смеси начинается затвердевание эвтектического рассола.

В холодильной технике используют два вида рассола: водные растворы хлористого кальция ($CaCl_2$) и хлористого натрия (NaCl). Водный раствор хлористого натрия имеет большее распространение.

Водный раствор хлористого кальция используют в основном в установках промышленного технологического охлаждения при замораживании и хранении продуктов, а также в других случаях, когда температура рассола должна быть ниже —18°С. Самая низкая температура замерзания водного раствора хлористого кальция (температура эвтектического рассола) имеет место при содержании последнего приблизительно 30% по массе. Температура замерзания водного раствора хлористого кальция различной концентрации, а также другие его свойства приведены в табл. 11-4.

Основной недостаток раствора хлористого кальция заключается в его осушающем действии и способности придавать горький привкус пищевым продуктам при контакте с ними. Поэтому при использовании этого рассола для замораживания продуктов система долж-

[1] Температура замерзания раствора, кроме эвтектического, — это температура, при которой кристаллы льда и соли начинают осаждаться.

Таблица 11-4

Характеристика водного раствора (рассола) хлористого кальция ($CaCl_2$)

Количество $CaCl_2$ в растворе, % по массе	Плотность при 15,5°С, кг/л	Удельная теплоемкость при 15,5°С, кДж/(кг·К)	Температура замерзания, °С
0	1	4,18	0
5	1,044	3,86	—2,4
10	1,087	3,57	—5,4
15	1,133	3,31	—10,3
20	1,182	3,08	—18
25	1,233	2,88	—29,4
29,87	1,29	2,74	—55
30	1,295	2,73	—46

на быть сконструирована таким образом, чтобы исключить контакт рассола с продуктом.

Раствор хлористого натрия взамен раствора хлористого кальция используют в основном в том случае, когда имеет место контакт рассола с продуктом. Раствор хлористого натрия широко используют в установках, в которых охлаждение и замораживание мяса, рыбы и других продуктов осуществляется орошением рассолом.

Минимальная температура, достигаемая с помощью раствора хлористого натрия, приблизительно равна —21°С. При этой температуре замерзания рассола концентрация соли составляет 23%. Характеристики водного раствора хлористого натрия различной концентрации даны в табл. 11-5.

Таблица 11-5

Характеристика водного раствора (рассола) хлористого натрия (NaCl)

Количество NaCl в растворе, % по массе	Плотность при 15,5°С, кг/л	Удельная теплоемкость при 15,5°С, кДж/(кг·К)	Температура замерзания, °С
0	1	4,18	0
5	1,035	3,92	—2,8
10	1,072	3,71	—6,4
15	1,111	3,54	—11,1
20	1,15	3,4	—16,8
23	1,175	3,33	—21,1
25	1,191	3,29	—8,8

Интересно отметить, что характеристики водных растворов хлористого кальция и хлористого натрия несколько хуже, чем воды. При повышении содержания соли в рассоле уменьшаются его текучесть, теплоемкость и теплопроводность. Следовательно, чем концентрированнее раствор, тем большее количество рассола должно циркулировать для обеспечения заданной холодопроизводительности.

Плотность рассола, которая повышается с увеличением концентрации соли, определяют с помощью ареометра.

Антифризы

Некоторые водорастворимые соединения, называемые антифризами, часто используют для понижения точки замерзания воды. Наиболее широко известными антифризами являются этиленгликоль, пропиленгликоль, метанол (метиловый спирт) и глицерин. Все эти соединения растворимы в воде в любой пропорции. В табл. 11-6 даны температуры замерзания воды с различным содержанием этих соединений.

В холодильной технике наиболее широко распространенным антифризом является пропиленгликоль. Пропиленгликоль, как и этиленгликоль, имеет ряд положительных характеристик. В отличие от рассолов растворы гликоля не оказывают корродирующего действия. Они не являются электролитами и поэтому используются в системах, изготовленных из разнородных металлов. Это исключительно стойкие соединения, которые не испаряются в нормальных условиях эксплуатации. Вследствие многочисленных их достоинств растворы гликоля используются вместо рассола в ряде установок, в частности в пивоваренной и молочной промышленности. Замену рассола гликолем можно осуществить практически без изменения конструкции установки.

Таблица 11-6

Температуры замерзания водных растворов

Спирта		Глицерина		Этиленгликоля		Пропиленгликоля	
содержание, % по массе	t, °С	содержание, % по массе	t, °С	содержание, % по массе	t, °С	содержание, % по массе	t, °С
5	—2,2	10	—1,6	15	—5,3	5	—1,7
10	—4,7	20	—4,8	20	—8,8	10	—3,3
15	—6,8	30	—9,5	25	—12,2	15	—5,3
20	—10,4	40	—15,4	30	—15,8	20	—7,2
25	—14,7	50	—23	35	—20	25	—9,5
30	—19,2	60	—34,7	40	—24,7	30	—12,8
35	—25,1	70	—38,9	45	—30	35	—16,4
40	—29,4	80	—20,8	50	—35,8	40	—20,8
45	—33,1	90	—1,6			45	—26,1
50	—36,7	100	17			50	—31,9
55	—40,3					55	—39,8
						59	—49,4

Рассольные оросительные аппараты

Охлажденный рассол, как и охлажденная вода, может циркулировать вокруг охлаждаемого продукта (сосуда) или использоваться для охлаждения воздуха в холодильной камере. При охлаждении воздуха рассол циркулирует через змеевик с параллельными витками в одной плоскости или через рассольный оросительный аппарат. На рис. 11-43 и 11-44 представлены два типа широко используемых рассольных ороситель-

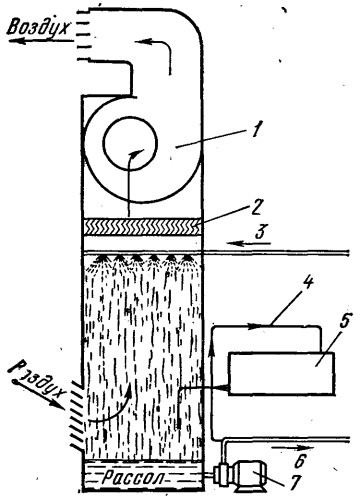


Рис. 11-43. Рассольный оросительный охладитель:

1 — вентилятор; *2* — отделитель; *3* — рассол к охладителю; *4* — рассол в концентратор; *5* — концентратор; *6* — рассол из охладителя; *7* — насос

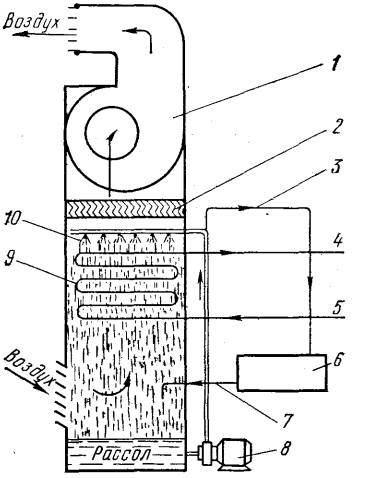


Рис. 11-44. Рассольный оросительный охладитель:

1 — вентилятор; *2* — отделитель; *3* — рассол к концентратору; *4* — хладагент к компрессорно-конденсаторному агрегату; *5* — хладагент из компрессорно-конденсаторного агрегата; *6* — концентратор; *7* — рассол из концентратора; *8* — насос; *9* — испаритель непосредственного охлаждения; *10* — форсунки для орошения рассолом

ных аппаратов. В аппарате на рис. 11-43 охлажденный рассол, подаваемый из испарителя, который расположен вне холодильной камеры, разбрызгивается через оросительные форсунки и собирается в поддоне, откуда рециркулируется к испарителю. В аппарате на рис. 11-44 рассол охлаждается в испарителе, смонтированном в рассольном оросительном аппарате.

ЗАДАЧИ

11-1. Испаритель работает при температуре кипения хладагента 3°С. Охлаждаемая жидкость входит в испаритель при 17°С и выходит при 10°С. Вычислить среднюю эффективную разность температур между хладагентом и охлаждаемой жидкостью.

11-2. Охлаждающая вода входит в змеевик при 4°С и выходит при 10°С, а температура охлаждаемого воздуха на входе 27°С и на выходе 15°С. Вычислить среднюю логарифмическую разность температур.

11-3. Низкотемпературная камера с внутренними размерами 7 м × 14 м × 3 м имеет расчетную нагрузку 11,5 кВт. Температура в камере поддерживается —29°С. При разности температур 6°С подобрать соответствующие плиточные аппараты (по приложению 2) для монтажа на потолке камеры.

11-4. Определить линейную длину чугунной трубы диаметром 50 мм для монтажа на потолке (условия описаны в задаче 11-3), если температура кипения хладагента —34°С.

11-5. Принимая, что работает затопленный испаритель с естественной конвекцией воздуха, определить длину ребристого змеевика испарителя (см. рис. 11-27 и приложение 6) для условий хранения, описанных в задаче 11-3, и при разности температур 5 К.

11-6. Холодильная камера размером 6 м × 10 м × 4 м применяется для кратковременного хранения свежей говядины, разность температур составляет 7 К. Подобрать четыре агрегатированных воздухоохладителя (приложение 7) для расчетной тепловой нагрузки 8,6 кВт.

11-7. Воздухоохладитель на R502 непосредственного охлаждения с шагом ребер 8 мм работает при $t_0 = -45$°С. Используя приложение 8, определить производительность (в кВт/К) воздухоохладителя в этих условиях.

11-8. Принимая все условия задачи 11-7, а также то, что скорость движения воздуха в лобовом сечении воздухоохладителя снижена с 3 до 2,5 м/с, определить объемный расход воздуха через аппарат и его производительность (в кВт/К).

11-9. Нагрузка на затопленный воздухоохладитель равна 40 кВт. Он работает на аммиаке при разности температур 6 К и температуре кипения хладагента —45°С. Заданная скорость циркуляции воздуха в лобовом сечении составляет 2 м/с. Подобрать аппарат, обеспечивающий указанные параметры, по приложению 8.

11-10. Принимая, что воздухоохладитель непосредственного охлаждения (см. задачу 11-9) работает на R12, определить его площадь поверхности.

11-11. Нагрузка на рассольный бак-охладитель равна 1,9 кВт. Температура рассола должна поддерживаться на уровне —18°С при температуре кипения хладагента —23°С. Принимая, что перемешивания рассола практически нет, вычислить линейную длину чугунной трубы (с номинальным диаметром 25 мм) испарителя.

11-12. Поток воды, имеющий скорость движения 2,2 л/с, охлаждается от 14 до 8°С при кипении R12 с $t_0 = 4$°С. Выбрать соответствующий испаритель в приложении 9 и определить величину снижения давления воды в нем.

11-13. Необходимо охладить воду, протекающую через испаритель со скоростью 3,6 л/с, с 13 до 7°С при кипении R12 с $t_0 = 3$°С. Выбрать соответствующий испаритель в приложении 9, если максимально допустимая длина трубы 2,5 м.

Глава 12
РАБОТА ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

ТИПЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Компрессоры, применяемые в холодильной технике, делят на три основных типа: поршневые, ротационные, центробежные. Поршневые компрессоры являются наиболее распространенными.

В этой главе рассматривается только работа поршневых компрессоров.

Конструкция поршневых компрессоров, а также конструкция и работа ротационных и центробежных компрессоров рассматриваются в главе 18. Однако многое из того, что приводится в этой главе относительно работы поршневых компрессоров, в особенности их влияния на общий КПД холодильной машины, относится также к работе ротационных и центробежных компрессоров.

ЦИКЛ СЖАТИЯ

До анализа работы компрессора необходимо ознакомиться с рядом процессов, которые составляют цикл сжатия поршневого компрессора. На рис. 12-1 представлено четыре положения поршня в цилиндре компрессора. Во время движения поршня вниз (ход всасывания) пар хладагента низкого давления всасывается в цилиндр из всасывающего трубопровода через всасывающие клапаны. При ходе поршня вверх пар низкого давления сначала сжимается, а затем нагнетается в виде пара высокого давления через нагнетательные клапаны в доске компрессора.

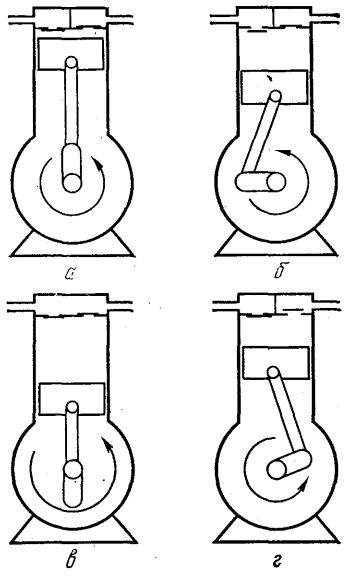


Рис. 12-1. Положение поршня в цилиндре компрессора:

а — поршень в верхней мертвой точке; *б* — всасывающие клапаны открыты; *в* — поршень в нижней мертвой точке; *г* — нагнетательные клапаны открыты

Все поршневые компрессоры имеют небольшое свободное пространство между днищем поршня и клапанной доской для предотвращения удара поршня о доску, когда последний находится в конце хода сжатия. Это пространство при нахождении поршня в верхней мертвой точке называется мертвым объемом и является частью объема цилиндра.

Не весь пар высокого давления проходит через нагнетательные клапаны в конце хода сжатия. Некоторое количество пара остается в цилиндре в мертвом пространстве между поршнем и клапанной доской.

Рис. 12-2 и 12-3 способствуют пониманию работы компрессора. На рис. 12-2 приведена диаграмма, в которой давление в цилиндре соотносится с положением коленчатого вала. На рис. 12-3 приведена теоретическая диаграмма объем — давление стандартного цикла сжатия. Точки, обозначенные буквами на обеих диаграммах, соответствуют положениям поршня на рис. 12-1.

В точке *А* поршень находится в конце хода нагнетания, который является

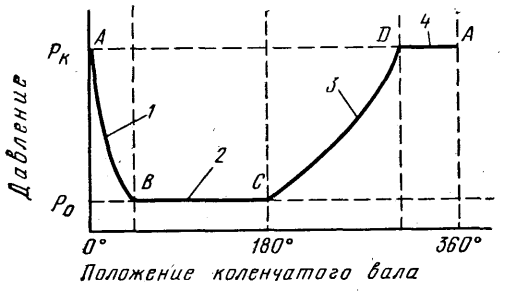


Рис. 12-2. Теоретическая диаграмма цикла сжатия (давление в цилиндре соответствует положениям коленчатого вала):

1 — повторное расширение; *2* — всасывание; *3* — сжатие; *4* — нагнетание

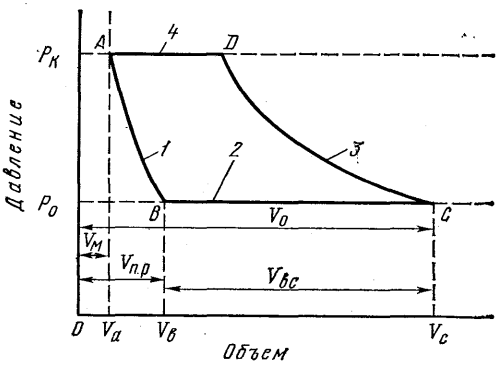


Рис. 12-3. Диаграмма объем — давление типичного цикла сжатия:
1 — повторное расширение; *2* — всасывание; *3* — сжатие; *4* — нагнетание

верхней мертвой точкой. В этом положении поршня всасывающие и нагнетательные клапаны закрыты. Пар высокого давления в мертвом пространстве действует на всасывающие клапаны и удерживает их в закрытом состоянии. Давление пара в крышке компрессора почти совпадает с давлением пара в мертвом объеме, и поэтому нагнетательные клапаны удерживаются закрытыми под действием собственного веса или легких пружин.

При движении поршня вниз (ход всасывания) пар высокого давления в мертвом пространстве расширяется. Расширение происходит по кривой *A—B*, в результате чего давление в цилиндре понижается с увеличением объема пара между днищем поршня и головкой цилиндра. Когда поршень доходит до точки *B*, давление расширившегося пара между днищем поршня и головкой цилиндра станет несколько ниже давления пара во всасывающем трубопроводе, в результате чего всасывающие клапаны открываются под действием более высокого давления во всасывающем трубопроводе, и пар поступает из всасывающего трубопровода в цилиндр. Пар всасывается в цилиндр до тех пор, пока поршень не достигнет нижнего положения своего хода, т. е. точки *C*. При ходе поршня от точки *B* до точки *C* цилиндр заполняется всасываемым паром, и давление в цилиндре остается постоянным. Всасывающие клапаны закрываются обычно в точке *C* под действием пружин, после чего начинается ход сжатия.

Давление пара в цилиндре повышается по кривой *C—D* при движении поршня вверх (ход сжатия). Когда поршень дойдет до точки *D*, давление пара в цилиндре превысит давление пара в крышке компрессора и нагнетательные клапаны открываются, после чего пар высокого давления нагнетается из цилиндра через нагнетательные клапаны в трубопровод горячего пара. Выталкивание пара через нагнетательные клапаны продолжается при движении поршня от точки *D* до точки *A*, а давление в цилиндре остается постоянным. Когда поршень возвращается в точку *A*, коленчатый вал компрессора завершает один полный оборот, и цикл сжатия заканчивается.

РАБОЧИЙ ОБЪЕМ ЦИЛИНДРА

Рабочий объем цилиндра поршневого компрессора — это общий объем, описываемый поршнем в цилиндре, за определенный промежуток времени, и обычно выражается в литрах в секунду. Рабочий объем цилиндра любого поршневого компрессора простого действия определяется следующим образом:

$$V_р = 0{,}7854\, D^2 S n z / 1000, \qquad (12\text{-}1)$$

где $V_р$ — рабочий объем цилиндра, л/с; D — диаметр цилиндра, см; S — ход поршня, см; n — частота вращения коленчатого вала, 1/с; z — количество цилиндров.

Объем цилиндра, описанный поршнем за один ход (один оборот коленчатого вала), — это разность между объемом цилиндра, когда поршень находится в нижнем положении, и объемом цилиндра в конце хода нагнетания. Сечение цилиндра равно 0,7854 D^2, а

объем, описываемый поршнем за один ход, составляет $0{,}7854\ D^2S$.

Если известна величина объема цилиндра, то общий рабочий объем цилиндра, описываемый поршнем, определяют, умножая объем цилиндра на частоту вращения вала компрессора n. Если в компрессоре более одного цилиндра, то объем цилиндра умножается на количество цилиндров (z). 1 см^3 равен 1 мл, и поэтому деление рабочего объема (в см^3/с) на 1000 см^3/л соответствует рабочему объему в литрах в секунду.

Пример 12-1. Вычислить рабочий объем двухцилиндрового компрессора, работающего при $n = 1500$ об/мин (25 1/с), если диаметр цилиндра 5 см, а ход поршня 5 см.

Р е ш е н и е. При подстановке цифр в уравнение (12-1) находим

$$V_р = 0{,}7854 \times (5\ см)^2 \times 5\ см \times 25\ 1/с \times 2/1000 = 4{,}91\ л/с.$$

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ

Холодопроизводительность любого компрессора зависит от рабочих условий, в которых работает машина, и как производительность системы определяется массой циркулирующего хладагента в единицу времени и удельной холодопроизводительностью единицы массы циркулирующего хладагента.

Массовая производительность компрессора равна массе пара, всасываемого им в единицу времени. Если допустить, что компрессор имеет КПД 100% и цилиндр компрессора заполняется полностью паром из всасывающего трубопровода при каждом ходе всасывания поршня, то объем пара, всасываемого в цилиндр компрессора и сжимаемого в единицу времени, точно равен рабочему объему компрессора. Масса, эквивалентная объемной подаче, это масса хладагента, циркулирующего с помощью компрессора в единицу времени, которая равна произведению рабочего объема цилиндра на плотность всасываемого пара на входе в компрессор. Удельный объем — это обратная величина плотности, и поэтому массовый расход определяют делением рабочего объема цилиндра на удельный объем всасываемого пара, т. е.

$$m = V_р \rho, \qquad (12\text{-}2)$$

$$m = V_р / v. \qquad (12\text{-}3)$$

Если массовый расход известен, то теоретическую холодопроизводительность компрессора рассчитывают, умножая массовый расход на удельную холодопроизводительность 1 кг хладагента.

Пример 12-2. Компрессор (см. пример 12-1) работает в установке на хладагенте R12 при температуре кипения $t_0 = -5°C$. Определить массовый расход хладагента и теоретическую холодопроизводительность компрессора, если компрессор всасывает пар в насыщенном состоянии, а насыщенная жидкость, приближающаяся к регулятору расхода, имеет температуру 40°С.

Р е ш е н и е. В примере 12-1 находим, что рабочий объем цилиндра равен 4,91 л/с. В табл. 16-2 указано, что плотность пара хладагента R12 при $t_0 = -5°C$ составляет 0,01539 кг/л. По уравнению (12-2) находим $m = 4{,}91\ л/с \times 0{,}01539\ кг/л = 0{,}0756\ кг/с$.

По табл. 16-2 определяем, что энтальпия насыщенного пара при $t_0 = -5°C$ составляет 349,32 кДж/кг, а энтальпия насыщенной жидкости при 40°С — 238,53 кДж/кг. Согласно уравнению (7-1) удельная холодопроизводительность 1 кг R12 равна

$$q_0 = 349{,}32\ кДж/кг - 238{,}53\ кДж/кг = 110{,}79\ кДж/кг.$$

По уравнению (6-1) рассчитываем теоретическую холодопроизводительность компрессора

$$Q_0 = 0{,}0756\ кг/с \times 110{,}79\ кДж/кг = 8{,}376\ кВт.$$

ДЕЙСТВИТЕЛЬНАЯ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ

Действительная холодопроизводительность компрессора всегда меньше теоретической, как это было показано в предыдущем примере. В нем принималось, что при каждом ходе всасывания поршня цилиндр компрессора пол-

ностью заполняется паром из всасывающего трубопровода и плотность пара, заполняющего цилиндр, равна плотности пара во всасывающем трубопроводе. Если бы эти допущения были бы правильны, то действительная холодопроизводительность была бы равна теоретической. Этого, к сожалению, нет. Объем всасываемого пара, заполняющего цилиндр при ходе всасывания, всегда меньше рабочего объема цилиндра, описываемого поршнем, из-за сжимаемости пара хладагента и наличия мертвого пространства между поршнем и клапанной доской компрессора.

Ниже будет показано, что плотность пара, заполняющего цилиндр, меньше плотности пара во всасывающем трубопроводе. Поэтому действительный объем пара, всасываемого в цилиндр компрессора, всегда меньше рабочего объема цилиндра, и поэтому действительная холодопроизводительность компрессора всегда меньше теоретической.

КОЭФФИЦИЕНТ ПОДАЧИ КОМПРЕССОРА

Действительный объем пара, всасываемого компрессором через трубопровод в единицу времени характеризует его объемную производительность. Отношение объемной производительности компрессора к рабочему объему цилиндров — это коэффициент подачи компрессора. Таким образом,

$$\lambda = (V_д/V_р)\ 100, \qquad (12\text{-}4)$$

где λ — коэффициент подачи компрессора, %; $V_д$ — действительный объем всасываемого пара, сжимаемого в единицу времени, л/с; $V_р$ — рабочий объем цилиндра компрессора, л/с.

Если коэффициент подачи компрессора известен, то объемную производительность и холодопроизводительность определяют следующим образом:

$$V_д = V_р\lambda/100; \qquad (12\text{-}5)$$

$$Q_{0д} = Q_{0т}\lambda/100, \qquad (12\text{-}6)$$

где $Q_{0д}$ — действительная холодопроизводительность; $Q_{0т}$ — теоретическая холодопроизводительность.

Пример 12-3. Если коэффициент подачи компрессора в примере 12-2 равен 76%, определить действительную объемную производительность и действительную холодопроизводительность.

Р е ш е н и е.

а. В примере 12-1 рабочий объем цилиндра равен 4,91 л/с, а объемная производительность составляет 4,91 л/с × 0,76 = 3,74 л/с.

б. В примере 12-2 теоретическая холодопроизводительность равна 8,376 кВт, а действительная холодопроизводительность — 6,366 кВт.

Действительную холодопроизводительность компрессора можно определить также, как указано в примере 12-2, если вместо рабочего объема цилиндров подставить объемную производительность компрессора.

Факторы, уменьшающие объем всасываемого пара и влияющие на коэффициент подачи, следующие: «мертвый» объем; дросселирование пара хладагента; нагрев цилиндра; перетечка пара в клапанах и поршнях.

Влияние мертвого объема на коэффициент подачи

Объем пара, всасываемого в цилиндр, меньше рабочего объема из-за наличия мертвого объема и сжимаемости пара хладагента. Ранее указывалось, что в конце каждого хода сжатия в мертвом объеме цилиндра всегда остается определенное количество пара после закрытия нагнетательных клапанов. Пар в мертвом объеме сжат до давления нагнетания, и в начале хода всасывания он повторно расширяется до давления всасывания. Поршень проходит часть хода всасывания, и цилиндр частично заполняется повторно расширившимся паром. После того как откроются всасывающие клапаны, пар из всасывающего трубопровода заполняет только ту часть объема цилиндра, которая не была еще заполнена повторно расширившимся паром.

На рис. 12-3 V_c — это общий объем цилиндра, когда поршень находится в конце хода всасывания, V_a — мертвый объем, т. е. объем, занимаемый паром в конце хода сжатия. Разность между V_c и V_a — это описываемый поршнем объем при каждом ходе. При ходе всасывания пар из мертвого объема расширяется от V_a до V_b (до открытия всасывающих клапанов). Поэтому часть цилиндра, заполняемая всасываемым паром, — это разность между V_b и V_c.

Коэффициент подачи компрессора, зависящий только от величины мертвого объема, называется теоретическим коэффициентом подачи. Можно показать математически, что теоретический коэффициент подачи является функцией от величины мертвого объема, давлений всасывания и нагнетания. Причина этого легко объяснима.

Если мертвый объем компрессора увеличивается относительно рабочего объема цилиндра, то увеличивается также и масса пара высокого давления, оставшегося в цилиндре в конце хода сжатия. Во время хода всасывания бóльшая часть общего объема цилиндра заполняется повторно расширившимся паром из мертвого объема, и объем пара, всасываемого за один ход, будет меньше. Мертвый объем компрессора должен быть минимальным для получения максимального коэффициента подачи.

Необходимо отметить, что это не относится к поршневому жидкостному насосу. Жидкость — это несжимаемое вещество. Следовательно, жидкость, остающаяся в мертвом объеме в конце хода нагнетания, имеет такой же удельный объем, как и жидкость на входе. Поэтому жидкость в мертвом объеме во время хода всасывания повторно не расширяется, и объем жидкости, всасываемой при каждом ходе, всегда равен объему, описываемому поршнем, независимо от величины мертвого объема.

Влияние давлений всасывания и нагнетания на коэффициент подачи

Повышение давления нагнетания или понижение давления всасывания оказывает такое же влияние на коэффициент подачи, как и увеличение мертвого объема. Повышение давления нагнетания приводит к увеличению части хода поршня для повторного расширения пара, оставшегося в мертвом объеме, до давления всасывания. Если понизится давление всасывания, то потребуется большее повторное расширение пара из мертвого объема для понижения его давления до того, как откроются всасывающие клапаны.

Однако при постоянном давлении нагнетания величина повторного расширения пара из мертвого объема до открытия всасывающих клапанов уменьшается с повышением давления всасывания. Очевидно, что коэффициент подачи компрессора увеличивается с повышением давления всасывания и уменьшается с повышением давления нагнетания.

Степень сжатия

Отношение абсолютного давления нагнетания к абсолютному давлению всасывания называется степенью сжатия:

$$\varepsilon = p_к/p_0, \qquad (12\text{-}7)$$

где ε — степень сжатия; $p_к$ — абсолютное давление нагнетания; p_0 — абсолютное давление всасывания.

Пример 12-4. Вычислить степень сжатия хладагента R12 в компрессоре, если температура его кипения —5°С, а температура конденсации 40°С.

Р е ш е н и е. В табл. 16-2 находим, что абсолютное давление насыщенного пара R12 при $t_0 = -5$°С составляет 0,261 МПа. Абсолютное давление насыщенного пара R12 при $t_к = 40$°С равно 0,961 МПа. Следовательно, $\varepsilon = 0{,}961/0{,}261 = 3{,}68$.

Анализ уравнения (12-7) показывает, что степень сжатия увеличива-

ется при повышении давления нагнетания, или при понижении давления всасывания, или при том и другом.

В предыдущем параграфе указывалось, что коэффициент подачи уменьшается при повышении давления нагнетания или при понижении давления всасывания. Следовательно, если степень сжатия увеличивается из-за изменения давлений всасывания и нагнетания, то коэффициент подачи компрессора уменьшается. Коэффициент подачи компрессора с постоянным мертвым объемом изменяется обратно пропорционально степени сжатия.

Дросселирование пара хладагента

Дросселирование — это ограничение поперечного сечения потока, вызывающее понижение давления в результате внутреннего и внешнего трения без потери теплоты или производительности. Для создания потока пара из всасывающего трубопровода через всасывающие клапаны в цилиндр компрессора должна существовать разность давлений в клапанах. Величина ее должна быть достаточной для преодоления натяжения пружины клапанов, массы клапанов и силы инерции. Это означает, что всасываемый пар подвергается умеренному дросселированию, в результате чего понижается его давление при течении через всасывающие клапаны и проходы в компрессоре. Поэтому давление всасываемого пара, заполняющего цилиндр компрессора, всегда ниже давления пара во всасывающем трубопроводе. Вследствие дросселирования объем пара, всасываемого из трубопровода в цилиндр при каждом ходе поршня, меньше, чем если бы этот пар имел такое же давление, как и во всасывающем трубопроводе.

Разность давлений требуется также и для открывания нагнетательных клапанов. Пар сжимается в цилиндре до давления несколько выше давления конденсации. Пар, остающийся в мертвом объеме в конце хода нагнетания, имеет при этом более высокое давление. В результате этого бо́льшая часть объема цилиндра заполняется повторно расширившимся паром из мертвого объема во время хода всасывания, и количество пара, поступающего из всасывающего трубопровода, уменьшается.

В отличие от других факторов, определяющих коэффициент подачи, степень сжатия не оказывает непосредственного влияния на дросселирование. Вообще, дросселирование — это функция скорости движения пара хладагента через клапаны и проходы компрессора. При повышении скорости движения пара влияние дросселирования возрастает.

Скорость движения хладагента через клапаны компрессора зависит от конструкции клапанов, применяемого хладагента и частоты вращения вала компрессора. С повышением частоты вращения вала компрессора объем, описываемый поршнем в единицу времени, увеличивается. Следовательно, скорость движения пара через клапаны и влияние дросселирования увеличиваются с повышением частоты вращения вала компрессора.

Влияние нагрева пара хладагента в цилиндре на коэффициент подачи

При нагревании всасываемого пара в цилиндре компрессора коэффициент подачи также уменьшается. Пар, всасываемый в цилиндр компрессора, нагревается от горячих стенок цилиндра за счет теплоты трения, а также вследствие того, что пар хладагента не является идеальным газом. Нагрев вызывает расширение пара в цилиндре, и всасывается меньшее количество пара.

Нагрев цилиндра увеличивается при большей степени сжатия. При высоких степенях работа сжатия больше, а температура нагнетания выше. Это вызы-

вает повышение температуры стенок цилиндра и других частей компрессора, в результате чего всасываемому пару передается больше теплоты.

Влияние перетечки пара хладагента в поршнях и клапанах на производительность компрессора

Любая обратная перетечка пара через всасывающие или нагнетательные клапаны или через зазоры между цилиндром и поршнем обусловливает снижение объема перекачиваемого компрессором пара. У компрессора, прошедшего через прецезионные операции изготовления, имеются незначительные протечки пара через зазоры между цилиндром и поршнем. Однако сконструировать клапаны, которые бы мгновенно закрывались, невозможно. Поэтому всегда имеется определенная обратная перетечка пара через всасывающие и нагнетательные клапаны.

При понижении давления в цилиндре в начале хода всасывания небольшое количество пара высокого давления, имеющегося в головке блока цилиндра, перетекает обратно в цилиндр до полного закрывания нагнетательных клапанов. В начале хода сжатия некоторая часть пара из цилиндра перетекает через всасывающие клапаны назад во всасывающий трубопровод до закрывания всасывающих клапанов.

Для обеспечения быстрого закрывания всасывающий и нагнетательный клапаны обычно изготовлены из легких материалов и снабжены пружинами с небольшим натяжением. Однако величина натяжения пружины имеет существенное значение, так как она влияет на дроссельные потери.

В любом компрессоре величина обратной перетечки через клапаны — это функция степени сжатия и частоты вращения вала компрессора. Чем выше степень сжатия, тем больше перетечка через клапаны. Влияние частоты вращения вала компрессора на перетечку через клапаны рассматривается ниже.

Определение коэффициента подачи

Объединенное влияние всех рассмотренных выше факторов на коэффициент подачи компрессора зависит от конструкции компрессора и применяемого хладагента. Кроме того, коэффициент подачи не является постоянной величиной и изменяется в зависимости от условий работы машины. Поэтому трудно точно рассчитать коэффициент подачи компрессора. Его можно определить только в результате испытаний компрессора в лаборатории. В результате таких испытаний выявлено, что коэффициент подачи любого компрессора постоянен для каждой величины степени сжатия. Компрессоры с одинаковыми конструктивными характеристиками имеют примерно равные коэффициенты подачи.

Соотношение между степенью сжатия и коэффициентом подачи типового фреонового компрессора показано на рис. 12-4. Значения даны для компрессоров производительностью от 3,7 до 18,7 кВт. Компрессоры с меньшей производительностью имеют более низкие коэффициенты подачи, а компрессоры большой производительности — более высокие. Коэффициенты подачи аммиачных комп-

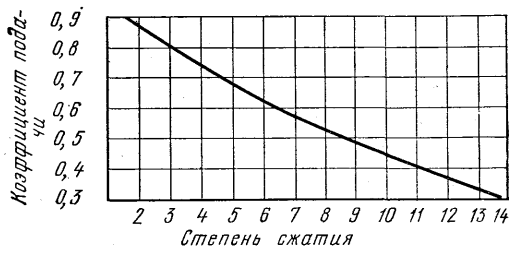


Рис. 12-4. Влияние степени сжатия на коэффициент подачи фреонового компрессора

рессоров обычно на 5—10% больше, чем коэффициенты подачи фреоновых компрессоров.

ИЗМЕНЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОМПРЕССОРА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ КИПЕНИЯ ХЛАДАГЕНТА

Производительность компрессора и КПД цикла в значительной степени зависят от условий, в которых работает система. Самый главный фактор, влияющий на производительность компрессора, — это температура кипения хладагента в испарителе. Большие колебания производительности компрессора вследствие изменения температуры кипения хладагента являются результатом разной плотности пара на входе в компрессор. Чем выше температура кипения жидкости в испарителе, тем больше давление и плотность всасываемого пара.

При высокой температуре кипения компрессором сжимается бóльшая масса пара хладагента. Это означает, что объемная производительность компрессора увеличивается при повышении температуры кипения.

Влияние температуры кипения на производительность компрессора иллюстрируется наилучшим образом на следующем примере.

Пример 12-5. Компрессор работает при температурах кипения R12 —25°С и 5°С. Его КПД равен 100%. Температура жидкости на входе в регулятор расхода равна 40°С. Определить массу циркулирующего хладагента и теоретическую холодопроизводительность компрессора, размеры которого приведены в примере 12-1.

Р е ш е н и е.

а. В табл. 16-2 находим, что плотность насыщенного пара R12 при —25°С равна 0,00762 кг/л. В примере 12-1 дано, что рабочий объем цилиндра 4,91 л/с. Массовый расход потока хладагента при температуре кипения —25°С равен $4{,}91 \times 0{,}00762 = 0{,}0374$ кг/с.

По табл. 16-2 определяем, что энтальпия насыщенного пара R12 при $t_0 = -25$°С равна 340,42 кДж/кг, а энтальпия жидкого *R*12 при $t_к = 40$°С — 238,53 кДж/кг. Удельная холодопроизводительность компрессора равна 101,89 кДж/кг. Теоретическая холодопроизводительность компрессора при температуре кипения —25°С

$$Q_{0_т} = 0{,}0374 \text{ кг/с} \times 101{,}89 \text{ кДж/кг} = 3{,}81 \text{ кВт}.$$

б. В табл. 16-2 находим, что плотность насыщенного пара R12 при $t_0 = 5$°С равна 0,02106 кг/л. В примере 12-1 дано, что рабочий объем цилиндра 4,91 л/с. Массовый расход хладагента при температуре кипения $t_0 = 5$°С равен $4{,}91 \times 0{,}02106 = 0{,}1034$ кг/с.

Согласно данным, приведенным в табл. 16-2, энтальпия насыщенного пара R12 при $t_0 = 5$°С составляет 353,6 кДж/кг, энтальпия жидкого R12 при $t_к = 40$°С равна 238,53 кДж/кг. Удельная холодопроизводительность равна 115,07 кДж/кг. Теоретическая холодопроизводительность компрессора при температуре кипения $t_0 = 5$°С составляет $0{,}1034 \text{ кг/с} \times 115{,}07 \text{ кДж/кг} = 11{,}9$ кВт.

Анализируя результаты расчетов в примере 12-5, можно сделать следующие интересные выводы.

1. При одном и том же рабочем объеме цилиндра компрессора массовый расход хладагента увеличивается от 0,0374 до 0,1034 кг/с при повышении рабочей температуры кипения от —25°С до 5°С. Увеличение расхода является результатом большей плотности пара на входе компрессора. В данном случае увеличение составляет $[(0{,}1034 - 0{,}0374) : 0{,}0374]100 = 176\%$.

2. Теоретическая холодопроизводительность компрессора при температуре кипения —25°С равна 3,81 кВт, а при $t_0 = 5$°С она увеличивается до 11,9 кВт. Рост холодопроизводительности составит $[(11{,}9 - 3{,}81)/3{,}81]100 = 212\%$.

Увеличение плотности всасываемого пара при более высокой температуре всасывания является основной причиной повышения производительности компрессора. Однако она не единственная. Выше указывалось, что увеличение массового расхода хладагента равно только 176%, а общая производительность компрессора возрастает на 212%. Дополнительное повышение производи-

тельности на 36% обусловлено увеличением удельной холодопроизводительности на единицу массы циркулирующего хладагента. Действительный рост удельной холодопроизводительности на единицу массы хладагента равен только 12,9%, но если это увеличение отнести к более значительному расходу потока при более высокой температуре кипения, то общее увеличение производительности составит 36% вследствие более высокой удельной холодопроизводительности.

Действительное изменение производительности компрессора при изменении температуры кипения проявляется более четко, чем в теоретических расчетах. Причина заключается в том, что степень сжатия не постоянна при изменении температуры кипения. Если температура кипения повышается при постоянной температуре конденсации, то степень сжатия уменьшается, а коэффициент подачи компрессора возрастает. Следовательно, при более высокой температуре кипения не только увеличивается масса перекачиваемого хладагента на единицу объема, но увеличивается также объем пара, перекачиваемого компрессором, вследствие большего коэффициента подачи.

Пример 12-6. Температура конденсации равна 40°С. Определить действительную холодопроизводительность компрессора в процессе работы при каждой указанной в примере 12-5 температуре кипения.

Р е ш е н и е.

а. По табл. 16-2 определяем, что абсолютное давление, соответствующее температуре насыщения 40° С, равно 0,961 МПа. Абсолютное давление, отвечающее температуре насыщения —25°С, составляет 0,124 МПа. Степень сжатия $\varepsilon = 0{,}961/0{,}124 = 7{,}75$.

На рис. 12-4 находим, что коэффициент подачи $\lambda = 54\%$. В примере 12-5 указано, что теоретическая холодопроизводительность при температуре кипения —25°С равна 3,81 кВт. Действительная холодопроизводительность при температуре кипения —25°С

$$Q_{0_д} = 3{,}81 \text{ кВт} \times 0{,}54 = 2{,}06 \text{ кВт}.$$

б. По табл. 16-2 определяем абсолютное давление, соответствующее температуре насыщения 40°С. Оно составляет 0,961 МПа. Абсолютное давление, соответствующее температуре насыщения 50°С, равно 0,363 МПа. Степень сжатия $\varepsilon = 0{,}961/0{,}363 = 2{,}65$.

На рис. 12-4 находим, что коэффициент подачи $\lambda = 83\%$. В примере 12-5 дано, что теоретическая холодопроизводительность при температуре всасывания 5°С равна 11,9 кВт. Действительная холодопроизводительность при температуре всасывания 5°С составляет 9,88 кВт.

Теоретическое увеличение производительности компрессора равно только 212%, а действительное увеличение холодопроизводительности $[(9{,}88 - 2{,}06)/2{,}06] = 380\%$.

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ КОНДЕНСАЦИИ НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КОМПРЕССОРА

Холодопроизводительность компрессора уменьшается при повышении температуры конденсации. Влияние температуры конденсации на КПД и производительность компрессора четко проявляется при сравнении результатов расчетов в примерах 12-5 и 12-6 с расчетом в следующем примере.

Пример 12-7. Определить теоретическую и действительную холодопроизводительность компрессора, размеры которого приведены в примере 12-1, при каждой из двух температур кипения, указанных в примерах 12-5 и 12-6 и температуре конденсации 50°С.

Р е ш е н и е.

а. Температура кипения $t_0 = -25$°С. В примере 12-1 дано, что рабочий объем цилиндра равен 4,91 л/с. По табл. 16-2 находим плотность насыщенного пара R12 при $t_0 = -25$°С $\rho = 0{,}00762$ кг/л. Теоретический массовый расход $m = 4{,}91 \times 0{,}00762 = 0{,}0374$ кг/с. Удельная холодопроизводительность при температуре кипения —25°С и температуре конденсации 50° С $q_0 = 91{,}54$ кДж/кг. Теоретическая холодопроизводительность компрессора

$$Q_{0_т} = 0{,}0374 \text{ кг/с} \times 91{,}54 \text{ кДж/кг} = 3{,}42 \text{ кВт}.$$

Согласно табл. 16-2 абсолютное давление всасывания при $t_0 = -25$°С равно 0,124 МПа. Абсолютное давление нагнетания при $t_к = 50$°С составляет 1,219 МПа. Степень сжатия $\varepsilon = 12{,}19/1{,}24 = 9{,}83$. На рис. 12-4 находим, что коэффициент подачи $\lambda = 45\%$. Действительная холодопроизводительность

$$Q_{0_д} = 3{,}42 \text{ кВт} \times 0{,}45 = 1{,}54 \text{ кВт}.$$

б. Температура кипения $t_0 = 5°C$. В примере 12-1 дано, что рабочий объем цилиндра 4,91 л/с. По табл. 16-2 определяем, что плотность насыщенного пара R12 при 5°C $\rho = 0{,}02106$ кг/с. Теоретический массовый расход $m = 4{,}91$ л/с $\times$ 0,02106 кг/л = = 0,1034 кг/с. Удельная холодопроизводительность при температуре кипения $t_0 =$ = 5°C и температуре конденсации $t_к = 50°C$ $q = 104{,}72$ кДж/кг. Теоретическая холодопроизводительность компрессора

$$Q_{0_т} = 0{,}1034 \text{ кг/с} \times 104{,}72 \text{ кДж/кг} = 10{,}8 \text{ кВт}.$$

Согласно табл. 16-2 абсолютное давление всасывания равно 0,363 МПа, а абсолютное давление нагнетания — 1,219 МПа. Степень сжатия $\varepsilon = 12{,}19/3{,}63 = 3{,}36$. На рис. 12-4 находим, что коэффициент подачи $\lambda = 77\%$. Действительная холодопроизводительность

$$Q_{0_д} = 10{,}8 \text{ кВт} \times 0{,}77 = 8{,}32 \text{ кВт}.$$

Анализируя цикл при $t_0 = -25°C$, обратите внимание на то, что при повышении температуры конденсации от 40 до 50°C теоретическая холодопроизводительность компрессора снижается с 3,81 до 3,42 кВт, а действительная холодопроизводительность — с 2,06 до 1,54 кВт.

Допуская, что компрессор с КПД 100% перемещает теоретический объем пара, равный рабочему объему цилиндра, а плотность пара на выходе в компрессор при любой температуре кипения всегда одна и та же, независимо от температуры конденсации, теоретическая масса хладагента, перемещаемого компрессором, одинакова при всех температурах конденсации, и поэтому теоретическая холодопроизводительность компрессора при любой температуре конденсации зависит только от удельной холодопроизводительности единицы массы циркулирующего хладагента. Следовательно, разные величины теоретической холодопроизводительности компрессора при указанных двух температурах конденсации обусловлены неодинаковой удельной холодопроизводительностью (на единицу массы).

Снижение действительной производительности компрессора может быть следствием снижения удельной холодопроизводительности на единицу массы и уменьшения коэффициента подачи компрессора.

При повышении температуры конденсации при постоянной температуре кипения степень сжатия увеличивается, а коэффициент подачи компрессора снижается, в результате чего действительный объем перемещаемого компрессором пара в единицу времени уменьшается. Действительная масса циркулирующего хладагента в единицу времени снижается из-за уменьшения рабочего объема цилиндра, несмотря на то что плотность пара на входе в компрессор постоянна при любой температуре конденсации.

При повышении температуры конденсации увеличивается изоэнтропическая температура нагнетания. В данном случае интересно отметить (см. рис. 7-7), что изоэнтропическая температура нагнетания повышается несколько больше, чем температура конденсации. Если повышение температуры конденсации равно только 10°C (50°C — 40°C), повышение температуры нагнетания составит 10,9°C (58,9°C — 47,96°C). Это объясняется большей работой сжатия при более высокой степени сжатия. Если бы температура конденсации возросла без изменения степени сжатия (посредством пропорционального повышения температуры кипения), то увеличение температуры нагнетания было бы приблизительно равно величине повышения температуры конденсации.

Высокие температуры нагнетания нежелательны, и по возможности их необходимо избегать. Чем выше температура нагнетания, тем больше средняя температура стенок цилиндра, и тем выше перегрев всасываемого пара в цилиндре компрессора. Кроме отрицательного влияния на КПД компрессора высокая температура нагнетания способствует интенсивному образованию кислоты в системе, вызывает образование пара при сгорании масла в головке

компрессора и является причиной других отрицательных явлений.

Уменьшение КПД и производительности компрессора вследствие повышения температуры конденсации более значительно при низкой температуре кипения, чем при высокой.

Если в рабочем цикле температура кипения составляет 5°С, то при повышении температуры конденсации от 40 до 50°С теоретическая производительность компрессора уменьшается от 1,9 до 10,8 кВт, а действительная производительность компрессора снижается от 9,88 до 8,32 кВт. Уменьшение теоретической производительности равно $[(11{,}9 - 10{,}8)/11{,}9]100 = 9\%$. Уменьшение действительной производительности компрессора составляет $[(9{,}88 - 8{,}32)/9{,}88]100 = 16\%$. В рабочем цикле при $t_0 = -25$°С теоретическая производительность компрессора уменьшается на следующую величину: $[(3{,}81 - 3{,}42)/3{,}81]100 = 10\%$. Уменьшение действительной производительности компрессора равно $[(2{,}06 - 1{,}54)/2{,}06] \times 100 = 100\%$.

Обратите внимание, что снижение теоретической производительности из-за повышения температуры конденсации приблизительно одинаково при обеих температурах кипения, а снижение действительной производительности компрессора намного больше при низкой температуре кипения. Уменьшение коэффициента подачи является в значительной степени причиной заметного снижения действительной производительности компрессора при более высокой температуре конденсации. Это является результатом большего влияния изменения температуры конденсации на производительность компрессора при низкой температуре кипения.

МОЩНОСТЬ ДЛЯ ПРИВОДА КОМПРЕССОРА

Теоретическую мощность, требуемую для привода компрессора, рассчитывают, умножая действительную холодопроизводительность компрессора в (кВт) на теоретическую мощность, расходуемую на единицу холодопроизводительности при данных рабочих условиях.

Пример 12-8. Определить теоретическую мощность, требуемую для привода компрессора, указанного в примере 12-3.

Р е ш е н и е. В примере 12-3 дано, что действительная холодопроизводительность компрессора равна 6,366 кВт. В табл. 7-2 находим требуемую теоретическую мощность. Она составляет 0,2841 кВт на 1 кВт холодопроизводительности. Теоретическая мощность, необходимая для привода компрессора, $N_т = 6{,}366$ кВт $\times$ 0,20841 кВт/кВт $=$ $= 1{,}327$ кВт.

Обратите внимание, что при определении теоретической мощности в расчетах следует использовать значения действительной холодопроизводительности компрессора, а не теоретической.

Теоретическая мощность, рассчитанная в предыдущем примере, является мощностью привода компрессора с КПД 100%, работающего в идеальном цикле сжатия. Она соответствует величине общей мощности, которая должна быть подведена к валу компрессора. На практике имеются определенные потери мощности из-за механического трения в компрессоре и отклонения действительного цикла сжатия от идеального. Естественно, что на вал компрессора необходимо подавать дополнительную мощность для восполнения этих потерь. Поэтому действительная мощность, потребляемая компрессором, всегда выше, чем теоретическая.

Изменение мощности, потребляемой компрессором, в зависимости от температуры кипения

Потребляемая мощность (на единицу холодопроизводительности) уменьшается при повышении температуры кипения, однако общая мощность, расходуемая любым компрессором, может увеличиваться или умень-

шаться в зависимости от количества работы, совершенной им.

Общее количество работы, совершаемой компрессором в единицу времени, и, следовательно, мощность, требуемая для привода компрессора, являются функцией только двух факторов: теплоты сжатия на единицу массы сжимаемого пара и массы пара, сжимаемого в единицу времени.

Количество работы, совершаемой при сжатии пара от давления всасывания до давления нагнетания, зависит от степени сжатия. Чем больше степень сжатия, тем значительнее теплота сжатия. Поэтому если температура кипения повышается при постоянной температуре конденсации, то степень сжатия и теплота сжатия на единицу массы уменьшаются. Однако масса сжимаемого компрессором пара в единицу времени одновременно увеличивается из-за большей плотности всасываемого пара. С повышением температуры кипения обычно увеличивается потребляемая компрессором мощность.

Пример 12-9. Вычислить теоретическую мощность, потребляемую компрессором (см. пример 12-6), при каждой указанной температуре кипения хладагента.

Р е ш е н и е.

а. В примере 12-6 дано, что действительная холодопроизводительность при температуре кипения —25°С равна 2,06 кВт. На рис. 7-7 находим удельную теоретическую мощность при температуре кипения —25°С и температуре конденсации 40°С. Она составляет 0,35706 кВт/кВт. Теоретическая мощность, потребляемая компрессором при температуре кипения —25°С, $N_т = 2{,}06$ кВт $\times$ $\times$ 0,35706 кВт/кВт = 0,736 кВт.

б. Действительная холодопроизводительность при температуре кипения 5°С равна 9,88 кВт (см. пример 12-6). На рис. 7-7 определяем, что удельная теоретическая мощность при температуре кипения 5°С и температуре конденсации 40°С составляет, 0,14973 кВт/кВт. Теоретическая мощность, потребляемая компрессором при температуре кипения 5°С, $N_т = 9{,}88$ кВт $\times$ $\times$ 0,14973 кВт/кВт = 1,479 кВт.

Мощность на 1 кВт холодопроизводительности уменьшается на 58% при повышении температуры кипения от —25°С до 5°С вследствие увеличения холодопроизводительности компрессора, однако мощность, потребляемая компрессором, увеличивается от 0,736 до 1,479 кВт. Увеличение потребляемой мощности равно $[(1{,}479 - 0{,}736)/0{,}736]\ 100 = 101\%$.

Увеличение потребляемой компрессором мощности с повышением температуры всасывания относительно невелико по сравнению с увеличением производительности компрессора. В данном случае при повышении температуры кипения на 30°С производительность компрессора увеличивается на 380%, а мощность только на 101%. Среднее увеличение производительности компрессора на один градус повышения температуры кипения составляет 380% : 30°С = 12,7%, а увеличение мощности равно только 3,4% на один градус повышения температуры.

Соотношение между производительностью компрессора и потребляемой компрессором мощностью при различных температурах кипения показано на рис. 12-5. Кривые построены для типового компрессора на R12 при постоянной температуре конденсации 40°С.

Кривая на рис. 12-5 показывает, что мощность, потребляемая компрессором, который работает на хладагенте R12, увеличивается с повышением температуры кипения до определенной величины (точки). Если по достижении этой точки температура кипения продолжает повышаться, то мощность, потребляемая компрессором, уменьшается. Это не относится, однако, к аммиачным

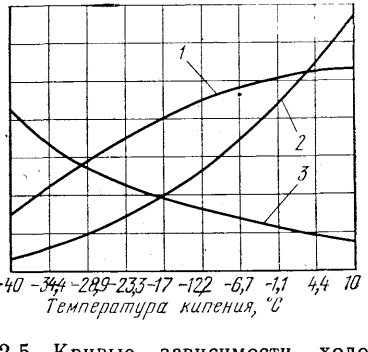


Рис. 12-5. Кривые зависимости холодопроизводительности и мощности поршневых компрессоров от температуры кипения хладагента:

1 — потребляемая мощность; *2* — холодопроизводительность; *3* — холодильный коэффициент

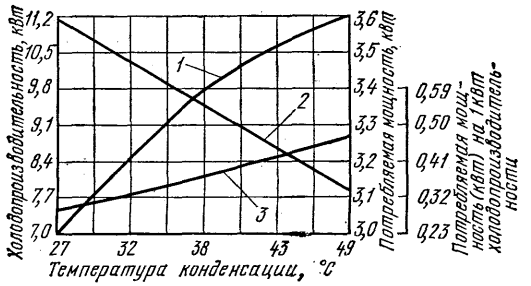


Рис. 12-6. Кривые зависимости холодопроизводительности и потребляемой мощности поршневых компрессоров от температуры конденсации хладагента:

1 — потребляемая мощность; *2* — холодопроизводительность; *3* — потребляемая мощность на 1 кВт холодопроизводительности

компрессорам, в которых мощность не достигает максимальной величины, а продолжает расти при повышении температуры кипения.

Температура кипения, при которой мощность, потребляемая компрессором, работающим на R12, достигает максимальной величины, зависит от температуры конденсации и увеличивается с ее повышением.

Влияние температуры конденсации на мощность, потребляемую компрессором

Кривые на рис. 12-6 показывают соотношение между потребляемой мощностью (на единицу холодопроизводительности), действительной холодопроизводительностью компрессора и мощностью, потребляемой компрессором при различных температурах конденсации и постоянной температуре кипения. Несмотря на то что удельная теоретическая холодопроизводительность (на 1 кВт мощности) увеличивается при повышении температуры конденсации, теоретическая мощность, потребляемая любым компрессором, не увеличивается в той же пропорции.

Действительная потребляемая мощность

Суммарная мощность, которая должна быть подведена к валу компрессора, называется мощностью на валу. Ее определяют, исходя из теоретической мощности, посредством ввода коэффициента, называемого общим КПД компрессора. Общий КПД — это отношение теоретической мощности к мощности на валу (в %). Данное отношение можно выразить в виде следующего уравнения:

$$\eta_к = N_т/N_д, \qquad (12\text{-}8)$$

$$N_д = N_т/\eta_к, \qquad (12\text{-}9)$$

где $\eta_к$ — общий КПД; $N_т$ — теоретическая мощность, кВт; $N_д$ — мощность на валу, кВт.

Пример 12-10. Определить мощность на валу компрессора (см. пример 12-8), если общий КПД компрессора $\eta_к = 0{,}8$.

Р е ш е н и е. Из примера 12-8 следует, что $N_т = 1{,}327$ кВт.

Применяя уравнение (12-9), рассчитываем $N_д = N_т/\eta_к = 1{,}327$ кВт$/0{,}8 = 1{,}659$ кВт.

Общий КПД иногда делят на два составляющих: индикаторный КПД компрессора и механический КПД. В этом случае

$$\eta_к = \eta_i \eta_м, \qquad (12\text{-}10)$$

где η_i — индикаторный КПД; $\eta_м$ — механический КПД,

и поэтому

$$N_д = N_т/(\eta_i \eta_м). \qquad (12\text{-}11)$$

Индикаторный КПД компрессора характеризует величину потерь в результате отклонения действительного цикла сжатия от идельного, а механический КПД отражает потери вследствие наличия механического трения в компрессоре. Отклонения действительного цикла сжатия от идеального обусловлены дросселированием, теплообменом между паром и стенками цилиндра, трением пара в цилиндре из-за его турбулентности, а также тем, что пар хладагента не является идеальным га-

зом. Обратите внимание на то, что факторы, от которых зависит индикаторный КПД компрессора, те же, что и влияющие на коэффициент подачи. Следовательно, коэффициент подачи и индикаторный КПД примерно одинаковы для любого компрессора и изменяются пропорционально изменению степени сжатия. Поэтому мощность на валу компрессора (на единицу холодопроизводительности) вычисляют с достаточной точностью, разделив теоретическую мощность на холодопроизводительность и коэффициент подачи компрессора. Полученный результат увеличивают примерно на 10% для учета потерь мощности из-за механического трения в компрессоре:

$$N_д = m\,(i_d - i_c)\,1,1/\eta_к. \qquad (12\text{-}12)$$

Трудно рассчитать соотношение между различными факторами, влияющими на индикаторный КПД, в связи с чем его точно определяют только в результате испытания компрессора.

Индикаторная мощность

Индикаторный КПД иногда определяют с помощью индикаторной диаграммы. Индикаторная диаграмма — это p, V-диаграмма (объем — давление) цикла сжатия компрессора, которую строят по результатам испытаний компрессора.

На рис. 12-7 показана теоретическая индикаторная диаграмма идеального цикла сжатия. Ранее указывалось, что зона под линией процесса на диаграмме объем — давление характеризует совершенную работу. Обратите внимание, что *dDCd* (рис. 12-7) обозначает работу, совершенную поршнем при сжатии пара в изоэнтропическом процессе *CD*, а зона *aADda* соответствует работе поршня при выталкивании пара из цилиндра (давление постоянное) в процессе *DA*. Зона *aABa* характеризует работу, совершенную паром при изоэнтропическом повторном расширении (из мертвого

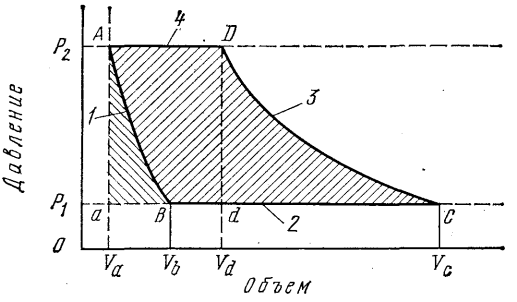


Рис. 12-7. Теоретическая индикаторная диаграмма идеального цикла сжатия:
1 — повторное расширение; *2* — всасывание; *3* — сжатие; *4* — нагнетание

объема) в процессе *AB*. Работа в процессе *AB* — это работа, выполненная хладагентом. Суммарная работа в цикле сжатия — это работа в процессах *CD* и *DA*, причем она больше работы в процессе *AB*. На диаграмме суммарная работа в цикле сжатия выражается зоной *BADCB*.

Работа в цикле сжатия, определяемая по индикаторной диаграмме, называется индикаторной работой, а мощность, вычисленная на основе индикаторной работы, — индикаторной мощностью.

На рис. 12-7 приведена индикаторная диаграмма идеального цикла сжатия, и поэтому индикаторная мощность, вычисленная на основе индикаторной работы, равна, конечно, теоретической мощности. Однако индикаторная диаграмма действительно воспроизводит различные процессы, из которых состоит цикл сжатия.

Не следует путать индикаторную мощность с мощностью на валу. Индикаторная мощность включает мощность, требуемую для сбалансирования потерь в результате отклонения действительного цикла сжатия от идеального, однако не учитывает мощность, необходимую для восполнения потерь вследствие механического трения в компрессоре. Другими словами, индикаторная мощность учитывает индикаторный КПД, но не учи-

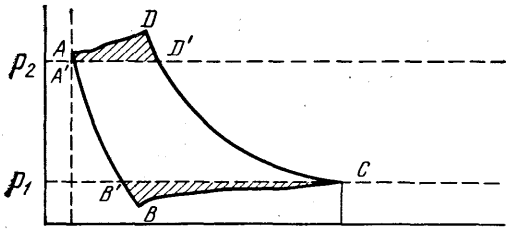


Рис. 12-8. Индикаторная диаграмма действительного цикла сжатия

тывает механический КПД. Следовательно, мощность на валу отличается от индикаторной мощности тем, что включает мощность, требуемую для преодоления механического трения в компрессоре, а индикаторная мощность не учитывает ее. Мощность, необходимую для преодоления механического трения в компрессоре, иногда называют мощностью трения ($N_{тр}$), и потому

$$N_д = N_i + N_{тр}. \qquad (12\text{-}13)$$

Отношение индикаторной мощности к теоретической можно выразить следующим образом:

$$N_i = N_т/\eta_i. \qquad (12\text{-}14)$$

На рис. 12-8 показана смоделированная индикаторная диаграмма действительного цикла сжатия. Зона $ABCDA$, заключенная в диаграмме цикла, является мерой работы, совершенной за цикл. Идеальный цикл $A'B'CD'A'$ приведен для сравнения. Давления p_1 и p_2 соответствуют давлению пара на входе и выходе из компрессора. Зоны над кривой p_2 и ниже кривой p_1 обозначают увеличение работы цикла из-за дросселирования. Обратите внимание, что в конце ходов всасывания и нагнетания (точки C и A) скорость движения поршня уменьшается до нуля, а давление пара стремится вернуться к p_1 и p_2.

Изотермическое и изоэнтропное сжатие

На рис. 12-9 показаны изотермический и изоэнтропный процессы сжатия

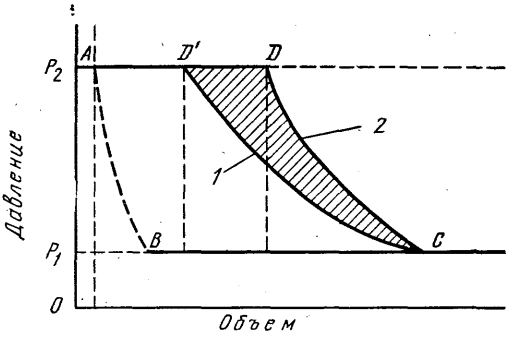


Рис. 12-9. Изотермическое и изоэнтропное сжатие:
1 — изотермическое; *2* — изоэнтропное

в компрессоре. При изотермическом процессе сжатия работа нетто цикла сжатия уменьшается несмотря на то, что работа в процессе сжатия больше при изотермическом сжатии, чем при изоэнтропном. Заштрихованная зона на рис. 12-9 показывает уменьшение работы в цикле, которая совершается при изотермическом сжатии.

Изотермическое сжатие не используют в холодильном компрессоре, так как при этом нагнеталась бы насыщенная жидкость. Кроме того, если бы имелась охлаждающая среда с такой низкой температурой, чтобы охлаждать в достаточной степени компрессор для изотермического сжатия, то она использовалась бы непосредственно в качестве хладагента и не было бы необходимости в холодильном цикле.

Теплота, отдаваемая цилиндром компрессора какой-либо внешней охлаждающей среде, — это теплота, отдаваемая паром в процессе сжатия. Если при изоэнтропном процессе при сжатии пар охлаждается, то процесс становится изотермическим. Чем больше величина охлаждения, тем значительнее отклонение к изотермическому процессу.

Если бы температура окружающей среды была равна температуре цилиндра компрессора, то теплопередача от цилиндра к воздуху не происходила бы. Теплота, отдаваемая при сжатии

пара цилиндру, поглощалась бы паром при ходе всасывания, а процесс сжатия был бы адиабатным. Однако почти всегда имеется некоторая передача теплоты от компрессора окружающей среде, и сжатие обычно происходит политропно, а не изоэнтропно. В компрессоре с воздушным охлаждением теплопередача воздуху незначительна, и поэтому величина показателя политропного сжатия n очень близка к показателю изоэнтропного сжатия k. Следовательно, допущение об изоэнтропном сжатии в идеальном цикле не является ошибочным для компрессора с воздушным охлаждением.

В компрессоре с водяной рубашкой цилиндра уменьшается нагрев цилиндра и пар нагнетается при более низкой температуре, что обусловливает уменьшение количества работы, совершенной в цикле сжатия. Однако этого обычно недостаточно, и водяную рубашку в большинстве компрессоров, в особенности работающих на хладагенте R12, не применяют. В большинстве случаев водяную рубашку используют в компрессорах, сконструированных для работы на хладагентах с очень высокими температурами нагнетания, например на аммиаке. Даже в этом случае водяная рубашка предназначена не столько для повышения КПД компрессора, как для снижения образования нагара (при сгорании масла) и кислот, причем эти процессы резко ускоряются при повышении температуры нагнетания.

Влажный ход компрессора имеет место, когда небольшие капли неиспарившейся жидкости уносятся всасываемым паром в компрессор. Теоретические расчеты показывают, что влажный ход создает желательное увеличение индикаторного КПД компрессора и уменьшает работу сжатия. Это имело бы место в том случае, если бы небольшие частицы жидкости испарялись при сжатии пара. Однако практически этого не происходит. Теплопередача — это функция времени, и, так как сжатие пара в современном высокооборотном компрессоре происходит очень быстро, нет достаточно времени для полного испарения жидкости в ходе сжатия. Следовательно, часть капель жидкости остается в паре (в мертвом объеме) и кипит в начале хода всасывания, что снижает коэффициент подачи компрессора.

Подобный результат получают в том случае, когда при избыточном охлаждении цилиндра температура пара в мертвом объеме становится ниже температуры насыщения, соответствующей давлению нагнетания. Часть пара конденсируется, и частицы жидкости кипят в начале хода всасывания.

Влияние мертвого объема на потребляемую мощность

С теоретической точки зрения мертвый объем компрессора не влияет на потребляемую мощность. При сжатии пара, оставшегося в мертвом объеме, поршень совершает определенную работу. На повторное расширение пара в начале хода всасывания должна быть затрачена такая же по величине работа. Однако пар хладагента не является идеальным газом, и поэтому имеется некоторая потеря энергии, обусловленная турбулентностью и внутренним трением. Следовательно, работа, возвращаемая поршню при повторном расширении пара мертвого объема, всегда меньше работы, требуемой для его сжатия. В связи с этим мертвый объем оказывает некоторое, хотя и незначительное, влияние на потребляемую мощность.

ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА КОМПРЕССОРА

Частота вращения вала компрессора является одним из факторов, определяющих объем, описываемый поршнем [см. уравнение (12-1)]. Производительность компрессора зависит от частоты враще-

ния вала. При увеличении частоты вращения увеличивается объем, описываемый поршнем, и компрессор перемещает больший объем пара в единицу времени. Допустимо считать, что коэффициент подачи компрессора остается постоянным. Поэтому производительность компрессора зависит прямо пропорционально от частоты вращения вала.

МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД

Механическое трение в компрессоре изменяется с изменением частоты вращения вала, но при любой данной частоте механическое трение и сила трения остаются практически одинаковыми во всех рабочих условиях. При постоянной силе трения механический КПД компрессора полностью определяется нагрузкой компрессора. При повышении общей мощности на валу компрессора сила трения, являясь постоянной величиной, становится все меньше относительно общей мощности, а механический КПД увеличивается. Очевидно, что механический КПД компрессора будет максимальным при полной нагрузке компрессора. Механический КПД компрессора зависит от конструкции компрессора и частоты вращения вала. Средний компрессор хорошей конструкции при полной нагрузке и обычной частоте вращения вала должен иметь механический КПД выше 90%.

ВЛИЯНИЕ ПЕРЕГРЕВА ВСАСЫВАЕМОГО ПАРА НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КОМПРЕССОРА

Ранее указывалось, что при перегреве всасываемый пар подается в компрессор с меньшей плотностью. Поэтому масса циркулирующего хладагента в единицу времени меньше, чем при поступлении в компрессор насыщенного пара. Снижение холодопроизводительности при уменьшении массового расхода хладагента зависит от того, происходит ли при перегреве пара полезное охлаждение. Если при перегреве пара происходит полезное охлаждение, то увеличения холодопроизводительности обычно более чем достаточно для компенсации потери холодопроизводительности из-за уменьшения массы циркулирующего хладагента. Однако если при перегреве пара не происходит полезного охлаждения, то нет балансирующего прироста холодопроизводительности. Дополнительная энергия в форме теплоты, поступающая таким образом в систему, должна быть затем отведена конденсатором. Это не только накладывает дополнительную и часто ненужную нагрузку на компрессор и конденсатор, но и обусловливает потерю эффекта охлаждения компрессора всасываемым паром.

ВЛИЯНИЕ ПЕРЕОХЛАЖДЕНИЯ ЖИДКОСТИ НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КОМПРЕССОРА

Если переохлаждение жидкого хладагента осуществляется таким образом, что теплота, отдаваемая жидкостью, покидает систему, то переохлаждение не влияет на удельный объем всасываемого пара и масса хладагента, циркулирующего в единицу времени, та же, что и при отсутствии переохлаждения. Удельная холодопроизводительность единицы массы увеличивается при переохлаждении, и поэтому производительность компрессора возрастает на величину, равную переохлаждению. Обратите внимание на то, что увеличение холодопроизводительности компрессора вследствие переохлаждения происходит без увеличения потребляемой компрессором мощности. Поэтому процесс переохлаждения улучшает КПД компрессора, если теплота, отдаваемая при переохлаждении, покидает систему.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НОМИНАЛЬНОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И ВЫБОР КОМПРЕССОРА

Ранее указывалось, что математическая оценка всех факторов, влияющих на основные показатели компрессора, непрактична, и его производительность и потребляемую мощность определяют с точностью только при испытаниях. Приложение 10 — это типичный образец таблицы характеристик компрессоров, которая поставляется заводом-изготовителем для облегчения их выбора.

Ранее указывалось, что холодопроизводительность и потребляемая мощность зависят от состояния пара хладагента на входе и выходе из компрессора. Обратите внимание (приложение 10), что величины холодопроизводительности и потребляемой мощности даны при различных температурах кипения и конденсации хладагента.

Номинальная производительность компрессора зависит не только от температур кипения и конденсации хладагента, но и от перегрева всасываемого пара на входе в компрессор. Величины производительности, указанные в приложении 10, приведены при температуре 18°С во всасывающем трубопроводе на входе в компрессор. Если температура всасываемого пара менее 18°С, то величины в таблице корректируются путем умножения на соответствующий коэффициент.

Принимается, что пар хладагента перегревается в испарителе, во всасывающем трубопроводе внутри охлаждаемого пространства и в регенеративном теплообменнике, т. е. при перегреве пара происходит полезное охлаждение. Перегрев пара вне охлаждаемого пространства увеличивает нагрузку компрессора.

Величина перегрева, указанная в стандартах номинальной производительности, характерна для хорошо сконструированного оборудования. За исключением некоторых случаев, не будет ошибки, если величины, приведенные в приложении 10, будут использованы без какой-либо поправки. Это объясняется несколькими причинами. Во-первых, способы расчета требуемой производительности компрессора (тепловой нагрузки) не совсем точны. Редко можно выбрать компрессор, который бы имел производительность, точно соответствующую расчетным условиям. Во-вторых, рабочие условия установки не остаются все время постоянными, а изменяются в зависимости от нагрузки, температуры охлаждающей конденсатор среды. Принято выбирать компрессор с производительностью, равной или несколько превышающей требуемую производительность при данных расчетных условиях.

В главе 8 говорилось, что при переохлаждении жидкости удельная холодопроизводительность хладагента на единицу массы повышается, а следовательно, увеличивается и производительность компрессора. Что же касается переохлаждения, то величины в приложении 10 основаны на подаче насыщенной жидкости к регулятору расхода, т. е. без переохлаждения. Если жидкость переохлаждается внешней средой, то производительность компрессора повышается на 1% на каждый градус переохлаждения. По причинам, указанным в предыдущем абзаце, влиянием переохлаждения при выборе компрессора можно в данном случае пренебречь.

При выборе компрессора для определенного случая его применения требуются следующие данные: потребная холодопроизводительность; расчетная температура кипения хладагента; расчетная температура конденсации хладагента.

Требуемую холодопроизводительность обычно определяют при расчете тепловой нагрузки. Однако если испаритель выбран сначала, то компрессор следует выбирать соответственно производительности испарителя, а не рас-

четной нагрузке. Причины этого рассматриваются в главе 13.

Расчетная температура кипения хладагента зависит от данных расчетных условий. В частности, на нее влияют температура пара хладагента на выходе испарителя и потери давления во всасывающем трубопроводе. Например, допустим, что температура кипения хладагента в испарителе 3°С, а потери давления во всасывающем трубопроводе приблизительно равны 20 кПа. В табл. 16-2 находим, что давление насыщения хладагента R12, соответствующее температуре 3°С, равно 340,19 кПа абс. С учетом потери во всасывающем трубопроводе давление пара на входе в компрессор составляет 320,19 кПа абс. (340,19—20). По табл. 16-2 определяем температуру насыщения, соответствующую этому давлению. Она приблизительно равна 1°С (при $p = 318{,}88$ кПа).

Расчетная температура конденсации хладагента зависит в основном от размера выбранного конденсатора, количества и температуры охлаждающей среды. Способы выбора конденсатора рассматриваются в главе 14.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НОМИНАЛЬНОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И ВЫБОР КОМПРЕССОРНО-КОНДЕНСАТОРНОГО АГРЕГАТА

Производительность компрессорно-конденсаторного агрегата зависит от производительности компрессора, и поэтому способы определения номинальной производительности и выбор агрегата практически те же, что и для компрессоров. Единственная разница заключается в том, что производительность компрессора определяют при температурах кипения и конденсации хладагента, а производительность компрессорно-конденсаторного агрегата — при температуре кипения хладагента, температуре охлаждающей конденсатор среды с учетом ее расхода. Площадь поверхности конденсатора закладывают при изготовлении для любой нагрузки, и поэтому единственные переменные, определяющие температуру конденсации (а следовательно, и производительность компрессора при любой данной температуре кипения), — это количество и температура охлаждающей среды. В компрессорно-конденсаторных агрегатах с воздушным охлаждением, в которых количество воздуха, обдувающего конденсатор, определяется выбранным при изготовлении вентилятором, единственной переменной величиной, влияющей на производительность агрегата, кроме температуры кипения, является температура окружающей среды (воздуха, обдувающего конденсатор). Следовательно, номинальная производительность компрессорно-конденсаторных агрегатов с воздушным охлаждением зависит от температуры кипения хладагента и расчетной температуры окружающей среды.

Номинальная производительность компрессорно-конденсаторных агрегатов с водяным охлаждением зависит от температуры кипения хладагента, температуры воды на входе и выходе из конденсатора[1]. Величины номинальной производительности компрессорно-конденсаторных агрегатов с воздушным и водяным охлаждением приведены в приложении 11.

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

Пример 12-11. В определенном случае применения холода расчетная тепловая нагрузка составляет 20 кВт. Если расчетные температуры кипения и конденсации хладагента равны соответственно —28°С и 38°С, а всасываемый пар перегрет до 3°С, то по приложению 10 выбрать соответствующий компрессор. Небольшой величиной переохлаждения жидкого хладагента можно пренебречь.

[1] При любых нагрузке конденсатора и температуре воды на входе температура воды на выходе зависит только от количества воды, протекающей через конденсатор.

Р е ш е н и е. В приложении 10 находим, что при температуре конденсации 38°С компрессор модели ЕО36 имеет номинальную производительность 18,64 кВт при температуре кипения —30°С и производительность 26,38 кВт при температуре кипения —25°С. Посредством интерполяции находим номинальную производительность при температуре кипения —28°С

$$Q_0 = 18{,}64 \text{ кВт} + [(26{,}38 \text{ кВт} - 18{,}64 \text{ кВт})/5\text{K}] \times 2\text{K} = 21{,}74 \text{ кВт}.$$

В приложении 10 находим, что при температуре перегретого пара на всасывании 3°С поправочный коэффициент равен 0,97. Поэтому корректированная производительность составляет 21,74 кВт × 0,97 = = 21,1 кВт. Этот компрессор удовлетворяет указанным требованиям.

Пример 12-12. Выбрать в приложении 10 компрессор для тепловой нагрузки 25 кВт, если расчетные температуры кипения и конденсации хладагента равны соответственно —5°С и 49°С, всасываемый пар перегрет до 18°С и переохлаждения жидкости нет.

Р е ш е н и е. При температуре конденсации 49°С компрессор модели ЕО50 имеет номинальную производительность 92,2 кВт при температуре кипения хладагента —5°С. Требуемая производительность 75 кВт составляет 80% (75/93,2) от номинальной. Из величин, приведенных в приложении 10, следует, что компрессор будет иметь номинальную производительность 79,2 кВт, т. е. 85% от 93,2 кВт, если частота вращения вала компрессора будет снижена с 1740 до 1450 об/мин.

Пример 12-13. В определенном случае применения холода расчетная тепловая нагрузка составляет 23 кВт при температуре окружающей среды 26°С. Выбрать компрессорно-конденсаторный агрегат с воздушным охлаждением для работы на R12 при расчетной температуре кипения хладагента —3,5°С.

Р е ш е н и е. В приложении 11 находим, что компрессорно-конденсаторный агрегат модели ТС-900/АН-12 имеет номинальную производительность 22,76 кВт при температуре окружающей среды 32°С. При расчетной температуре конденсации 26°С номинальная производительность агрегата составляет 22,76 кВт × 1,06 = 24,1 кВт. Обратите внимание, что компрессорно-конденсаторный агрегат модели ТС-750/АМ-12 (номинальная производительность 22,4 кВт) также будет иметь достаточную производительность (23,7 кВт) после корректировки на расчетную температуру окружающей среды 26°С. Однако этот агрегат был бы перегружен при более высокой температуре кипения. Его можно использовать только в случае монтажа на всасывающем трубопроводе регулятора давления «после себя» (см. с 378—380) для ограничения давления всасывания на входе в компрессор.

Пример 12-14. Установка, работающая на хладагенте R502, имеет расчетные нагрузку 8,7 кВт и температуры кипения и конденсации хладагента соответственно —23°С и 44°С. Подобрать компрессорно-конденсаторный агрегат с водяным охлаждением.

Р е ш е н и е. В приложении 11 находим, что компрессорно-конденсаторный агрегат модели ТС-600/WL-502 имеет номинальную производительность 10,49 кВт при t_0 = = —21°С и 7,67 кВт при t_0 = —26°С. Интерполируя, определяем номинальную производительность агрегата при температуре кипения хладагента —23°С

$$Q_0 = 7{,}67 \text{ кВт} + [(10{,}49 \text{ кВт} - 7{,}67 \text{ кВт})/5\text{K}]3\text{K} = 9{,}36 \text{ кВт}.$$

С учетом поправки на температуру конденсации этот агрегат имеет производительность 9,36 × 0,94 = 8,8 кВт при расчетных условиях.

ЗАДАЧИ

12-1. Вычислить рабочий объем четырехцилиндрового компрессора с характеристиками: диаметр цилиндра 30 мм, ход поршня 30 мм, частота вращения вала 1740 об/мин (29 1/с).

12-2. Определить массовый расход хладагента, если КПД компрессора 100%, а R12 всасывается в компрессор в насыщенном состоянии при температуре —20°С.

12-3. Определить расход хладагента R22 (см. условия задачи 12-2).

12-4. Вычислить расход хладагента R502 (см. условия задачи 12-2).

12-5. Определить расход хладагента (см. условия задачи 12-2), если пар R12 поступает в компрессор перегретый до 5°С.

12-6. Компрессор, имеющий данные, которые указаны в задаче 12-1, работает на R12 при температуре кипения —30°С и температуре конденсации 38°С. Определить его коэффициент подачи (см. рис. 12-4), действительную объемную производительность, холодопроизводительность.

12-7. Решить задачу 12-6, если в качестве хладагента применен R502.

12-8. Выбрать в приложении 10 компрессор на R12 для нагрузки 38 кВт, если расчетные температуры кипения и конденсации хладагента равны соответственно —20 и 38°С, всасываемый пар перегрет до 3°С, а переохлаждением жидкости можно пренебречь.

12-9. Холодильная установка имеет расчетную тепловую нагрузку 9,5 кВт. Подобрать из приложении 11 компрессорно-конденсаторный агрегат для работы на хладагенте R502 при температуре кипения хладагента —26°С и температуре окружающей среды 32°С.

12-10. Холодильная система имеет расчетную тепловую нагрузку 7,5 кВт и предназначена для работы при температуре кипения хладагента —21°С. Выбрать из приложения 11 соответствующий компрессорно-конденсаторный агрегат с воздушным охлаждением, работающий на хладагенте R12 при температуре окружающей среды 36°С.

12-11. Выбрать в приложении 11 компрессорно-конденсаторный агрегат с водяным охлаждением на R12 для холодильной установки, описанной в задаче 12-10, если температура воды на входе в конденсатор 24°С, а температура конденсации хладагента 38°С.

12-12. Выбрать в приложении 11 компрессорно-конденсаторный агрегат с водяным охлаждением на R502 (условия см. в задаче 12-10), если температура воды на входе в конденсатор 30°С.

Глава 13
РЕГУЛИРОВАНИЕ РАВНОВЕСИЯ И ЦИКЛИЧНОЙ РАБОТЫ СИСТЕМЫ

БАЛАНС СИСТЕМЫ

Одним из важнейших моментов при проектировании холодильной установки является установление соответствующего соотношения, или баланса. При соединении испарителя и компрессорно-конденсаторного агрегата в одну общую систему между ними автоматически устанавливается состояние равновесия, или баланс, при котором интенсивность кипения всегда равна интенсивности конденсации. Другими словами, количество отведенного из испарителя пара и его конденсация в компрессорно-конденсаторном агрегате всегда равно количеству образовавшегося пара в испарителе при кипении жидкого хладагента. Все узлы холодильной системы соединены между собой последовательно, в связи с чем количество циркулирующего хладагента, а также их производительность должны быть одинаковыми.

При выборе узлов системы с одинаковой производительностью для данных параметров равновесие, или баланс, системы основывается на расчетных условиях. Если выбранные узлы имеют различную производительность, то равновесие системы устанавливается при рабочих условиях, которые отличаются от расчетных, вследствие чего система не будет работать удовлетворительно. Это положение лучше всего проиллюстрировать на ряде примеров.

Пример 13-1. В малой холодильной камере с расчетной тепловой нагрузкой 13,9 кВт поддерживается температура 2°С. Разность между температурами воздуха в охлаждаемой камере и кипения хладагента в испарителе равна 5°С, температура воды на входе в конденсатор 24°С. Давление во всасывающем трубопроводе снижается на 10 кПа, что эквивалентно 0,5°С. Подобрать агрегат с водяным конденсатором, работающий на хладагенте R12, и испаритель (приложение 8) для обеспечения расчетных условий.

Р е ш е н и е. Расчетная температура воздуха в камере 2°С, а расчетная разность между температурами воздуха в камере и кипения хладагента в испарителе 5°С. Расчетная температура кипения хладагента в испарителе $t_0 = 2°C - 5°C = -3°C$. Во всасывающем трубопроводе в результате снижения давления температура насыщения уменьшается на 0,5°С и на входе в компрессор равна —3,5°С.

В приложении 11 выбираем компрессорно-конденсаторный агрегат модели ТС-600/WH-12 производительностью 14,94 кВт при температуре насыщенного пара на всасывании —3,5°С и температуре воды на входе в конденсатор 24°С. Производительность компрессорно-конденсаторного агрегата несколько превышает расчетную нагрузку, равную 13,9 кВт, однако она достаточно близка к требуемой величине. Для обеспечения соответствующего баланса системы испаритель выбираем по производительности компрессорно-конденсаторного агрегата, ко-

которая равна 14,94 кВт, а не по расчетной нагрузке, составляющей 13,9 кВт*. Следовательно, требуется испаритель производительностью примерно 14,94 кВт при разности температур между температурами воздуха в камере и кипения хладагента 5°С.

По приложению 8 находим, что испаритель модели *BL*-3178-8 имеет производительность 2,9 кВт при разности температур 1°С (14,5 кВт при разности температур 5°С). Эта величина очень близка к производительности компрессорно-конденсаторного агрегата, и поэтому испаритель вполне соответствует требуемым условиям.

ГРАФИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАВНОВЕСИЯ СИСТЕМЫ

Соотношение, устанавливающееся между соединенными в общую систему испарителем и компрессорно-конденсаторным агрегатом, можно изобразить на графике в виде точки. Используя данные из приложений, наносим на график линии производительности компрессорно-конденсаторного агрегата в зависимости от температуры кипения хладагента и производительности испарителя в зависимости от разности между температурами воздуха в охлаждаемом объеме и кипения хладагента в испарителе. Для краткости эту разность будем в дальнейшем называть разностью температур в испарителе. Точка пересечения этих линий и является точкой баланса системы.

Для понимания графического анализа равновесия системы (рис. 13-1) необходимо иметь в виду, что если выбрана разность между температурами воздуха в охлаждаемом пространстве и кипения хладагента в испарителе, то для заданной температуры в пространстве существует только одна температура кипения, которая удовлетворяет расчетным условиям системы.

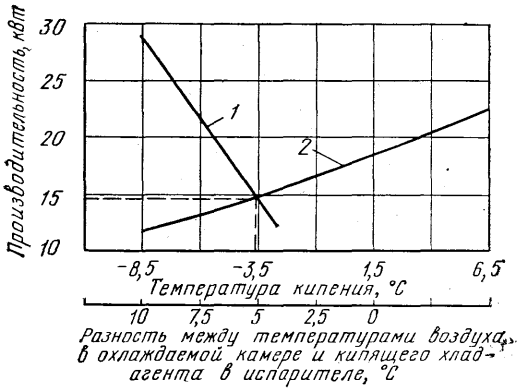


Рис. 13-1. Графический анализ баланса системы:

1 — испаритель; *2* — компрессорно-конденсаторный агрегат

Обратите внимание (пример 13-1), что при расчетной температуре в пространстве 2°С и допустимой потере 0,5°С во всасывающем трубопроводе единственно возможная температура насыщения на всасывании, соответствующая расчетной разности температур в испарителе 5°С, — это —3,5°С. Если температура всасывания не будет —3,5°С, то разность температур в испарителе будет отлична от 5°С. Например, температура насыщения на всасывании составляет —8,5°С. Прибавляя 0,5°С на потери во всасывающем трубопроводе, находим, что температура кипения хладагента в испарителе t_0 = —8,5°С + 0,5°С = = —8°С. Затем по разности между температурой в пространстве и температурой в испарителе, определяем разность температур в испарителе [2°С — — (—8°С)] = 10°С. При заданной температуре в пространстве и снижении температуры насыщения на всасывании увеличивается разность температур в испарителе или при той же температуре в пространстве и при повышении температуры насыщения на всасывании разность температур в испарителе понижается.

Очевидно, что повышение или понижение температуры насыщения на вса-

* Сначала выбирают испаритель или компрессорно-конденсаторный агрегат. Когда один из них выбран, другой должен соответствовать ему по производительности.

сывании всегда вызывает соответствующее изменение разности температур в испарителе. Если температура в пространстве поддерживается постоянной, то с повышением температуры насыщения на всасывании уменьшается разность температур в испарителе, а с понижением температуры насыщения на всасывании разность температур в испарителе увеличивается.

Ниже приведен графический анализ условий равновесия системы.

1. Нанести вертикальную шкалу производительности (в кВт) и горизонтальную шкалу температуры насыщения на всасывании (в °С) и разности температур в испарителе (в °С). Соотношения шкал температуры насыщения на всасывании и разности температур в испарителе рассмотрены выше.

2. Провести линию производительности компрессорно-конденсаторного агрегата, используя данные каталогов завода-изготовителя. Производительность компрессорно-конденсаторного агрегата не зависит прямо пропорционально от температуры насыщения на всасывании. Поэтому линия производительности агрегата обычно имеет небольшую кривизну. Следовательно, для обеспечения бóльшей точности, точки, обозначающие производительность, следует нанести для каждой температуры всасывания, указанной в таблице, а затем соединить их между собой.

3. Производительность испарителя прямо пропорциональна разности температур в испарителе, в связи с чем линия производительности — прямая. Используя данные каталога завода-изготовителя, нанести точки производительности испарителя при двух выбранных разностях температур и соединить их прямой линией. Производительность при другой разности температур будет находиться на линии между этими двумя точками. Разности температур в испарителе, равные 5 и 10°С, использованы на рис. 13-1 для нанесения двух точек, чтобы провести линию производительности испарителя.

Обратите внимание (см. рис. 13-1), что при уменьшении разности температур в испарителе температура насыщения на всасывании увеличивается. Это означает, что при повышении температуры насыщения на всасывании производительность испарителя снижается, а производительность компрессорно-конденсаторного агрегата (компрессора) — увеличивается. Если температура насыщения на всасывании понижается, то производительность испарителя увеличивается, а производительность компрессорно-конденсаторного агрегата уменьшается. Точка пересечения двух кривых производительности соответствует точке равновесия системы. В данном случае испаритель и компрессорно-конденсаторный агрегат выбраны таким образом, что при расчетных условиях системы у них производительности одинаковые. Поэтому точка равновесия соответствует расчетным условиям системы (разности температур 5,1°С и температуре насыщения на всасывании —3,6°С). Общая производительность системы несколько выше расчетной нагрузки, однако эта разность не настолько велика, чтобы учитывать ее. Она означает только, что продолжительность работы системы в сутки будет меньше, чем это предполагалось ранее. Соотношение между производительностью системы и расчетной нагрузкой рассматривается ниже более подробно.

Ранее указывалось, что если у испарителя и компрессорно-конденсаторного агрегата при расчетных условиях неодинаковые производительности, то параметры точки равновесия системы будут отличны от расчетных. Например, выбран испаритель модели *BL*-42510-8, а не модели *BL*-3178-8, как в предыдущем примере. При расчетной разности температур в испарителе 5°С этот аппарат имеет производительность $Q_0 = 4{,}97 \times 5 = 24{,}85$ кВт, а производи-

тельность выбранного компрессорно-конденсаторного агрегата только 14,94 кВт при расчетной температуре насыщения на всасывании —3,5°С. Следовательно, производительность испарителя при расчетных условиях будет больше производительности компрессорно-конденсаторного агрегата, т. е. в испарителе образуется большее количество пара, чем будет из него отводиться и конденсироваться в компрессорно-конденсаторном агрегате. В связи с этим система не будет находиться в равновесии. Избыточное количество пара останется в испарителе, что вызовет повышение температуры и давления в нем. Повышение температуры в испарителе приведет к повышению температуры всасывания и одновременно к понижению разности температур в испарителе, в связи с чем повысится производительность компрессорно-конденсаторного агрегата, а производительность испарителя снизится. Система будет находиться в равновесии в том случае, если температура в испарителе достигнет величины, при которой изменения температуры всасывания и разности температур в испарителе обусловят одинаковые производительности компрессорно-конденсаторного агрегата и испарителя. В данном случае равновесие системы, определяемое графически (точка *А* на рис. 13-2), установится при температуре всасывания приблизительно —1,75°С. Разность температур в испарителе примерно равна 3,25°С, что на 1,75°С меньше расчетной разности температур (5°С). При этих условиях влажность в охлаждаемом пространстве будет несколько выше расчетной. Общая производительность системы примерно равна 16,2 кВт, что на 16,5% больше расчетной нагрузки, составляющей 13,9 кВт. Следовательно, система будет работать значительно меньшее время, чем было рассчитано. Например, если первоначальный вариант нагрузки был рассчитан на продолжительность работы 16 ч, то система будет работать только 13,4 ч в сутки.

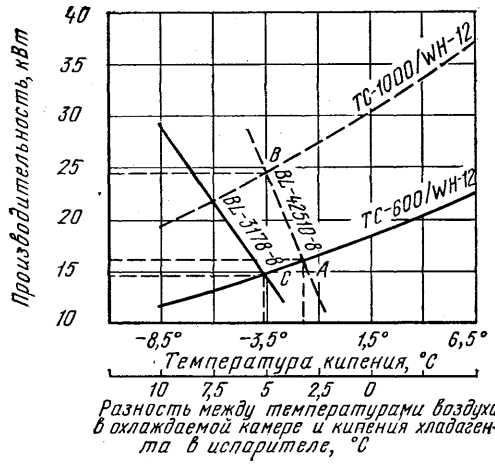


Рис. 13-2. Определение оптимальной температуры кипения

Возникает вопрос, будет ли система нормально работать? Это, конечно, зависит от конкретного ее применения, но в большинстве случаев система будет работать неудовлетворительно, что можно объяснить несколькими причинами. Во-первых, разность температур в испарителе 3,5°С значительно меньше расчетной разности 5°С, в результате чего влажность в охлаждаемом пространстве будет чрезмерно высока. Влажность же в пространстве должна поддерживаться в определенных пределах. Следовательно, отклонение от расчетной разности температур на 0,5°С обычно является максимально допустимым.

Во-вторых, производительность системы превышает расчетную нагрузку на 16,5%, т. е. на величину больше допустимой. Поэтому продолжительность работы системы будет меньшей, но в большинстве случаев это не служит причиной возникновения серьезных затруднений. Однако следует иметь в виду, что меньшая продолжительность работы ухудшает возможности поддержания высокой влажности, особенно зимой.

В случае если выбранное оборудование представляет собой оптимальный вариант, то возникает вопрос, что необходимо сделать для того, чтобы сбалансировать работу системы, т. е. обеспечить ее эксплуатацию в условиях, близких к расчетным. Проблема заключается в избыточной производительности испарителя относительно производительности компрессорно-конденсаторного агрегата. Чтобы точка равновесия системы имела параметры, близкие к расчетным, следует увеличить производительность компрессорно-конденсаторного агрегата или снизить производительность испарителя.

Какая мера из указанных выше обеспечит лучшие разультаты, зависит от соотношения между общей производительностью системы и расчетной нагрузкой. Увеличение производительности компрессорно-конденсаторного агрегата или испарителя всегда обусловливает повышение общей производительности системы, а снижение их производительности — уменьшение общей производительности системы. На рис. 13-2 видно, что вследствие повышения производительности компрессорно-конденсаторного агрегата до производительности испарителя при расчетных условиях точка равновесия системы переместится из точки *A* в точку *B*. Однако если производительность испарителя уменьшить до производительности компрессорно-конденсаторного агрегата при расчетных условиях, то точка равновесия системы переместится из точки *A* в точку *C*. Несмотря на то что система сбалансирована при расчетных условиях в точках *B* и *C*, общая производительность системы в точке *B* значительно выше расчетной нагрузки, а в точке *C* — близка к ней. В данном случае нельзя рекомендовать увеличивать производительность компрессорно-конденсаторного агрегата, так как при этом повышается общая производительность системы, а следовательно, не будет достигнуто ее равновесие при расчетных условиях. В то же самое время снижение производительности испарителя не только приведет к балансу систему при расчетных условиях, но и уменьшит общую производительность системы, приблизит ее к расчетной нагрузке.

ИЗМЕНЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ИСПАРИТЕЛЯ

Производительность испарителя можно понизить несколькими способами. Первый способ заключается в уменьшении подачи жидкого хладагента в испаритель. В результате уменьшается рабочая площадь поверхности испарителя, так как он только частично заполняется жидкостью. В другой части испарителя образовавшийся пар хладагента перегревается.

Второй способ снижения производительности — это уменьшение количества воздуха, обдувающего испаритель посредством снижения частоты вращения вентилятора. Однако применение этого способа имеет некоторые ограничения, а именно скорость циркуляции воздуха в охлаждаемом пространстве должно быть не ниже определенного уровня.

Следует отметить, что очень трудно повысить производительность испарителя. Иногда этого можно достичь, увеличивая количества продуваемого воздуха. Однако необходимо учитывать, что при этом повышается скорость его движения и увеличивается потребляемая вентилятором мощность.

В некоторых случаях можно увеличить площадь поверхности испарителя используя дополнительно отрезок гладкой или ребристой трубы. Недостаток этого способа — снижение давления хладагента в данном отрезке трубы.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОМПРЕССОРНО-КОНДЕНСАТОРНОГО АГРЕГАТА

Производительность компрессорно-конденсаторного агрегата можно

снизить несколькими способами, причем все они приводят к уменьшению объемной производительности компрессора. Самый простой и распространенный способ снижения производительности компрессорно-конденсаторного агрегата — уменьшение частоты вращения вала посредством уменьшения размера шкива на электродвигателе привода компрессора. Величина уменьшения частоты примерно пропорциональна величине снижения производительности.

Соотношение между частотой вращения вала компрессора и частотой вращения вала электродвигателя привода выражается следующим уравнением:

$$n_1 D_1 = n_2 D_2, \qquad (13\text{-}1)$$

где n_1 — частота вращения вала компрессора, об/мин; D_1 — диаметр маховика компрессора, мм; n_2 — частота вращения вала электродвигателя привода компрессора, об/мин; D_2 — диаметр шкива электродвигателя привода компрессора, мм.

Пример 13-2. Холодильный компрессор, маховик которого имеет диаметр 250 мм, приводится в действие четырехполюсным электродвигателем переменного тока, частота вращения вала которого 1750 об/мин. Определить частоту вращения вала компрессора, если диаметр шкива электродвигателя 100 мм.

Решение. Из уравнения (13-1) находим

$$n_1 n_2 D_2 / D_1 = 1750 \times 100/250 = 700 \text{ об/мин.}$$

Пример 13-3. Определить диаметр шкива электродвигателя для уменьшения частоты вращения вала компрессора, характеристика которого дана в примере 13-2, с 700 до 525 об/мин.

Решение. Применяя уравнение (13-1), находим

$$D_2 = n_1 D_1 / n_2 = 525 \times 250/1750 = 75 \text{ мм.}$$

Производительность компрессорно-конденсаторного агрегата можно уменьшить также, снизив коэффициент подачи компрессора посредством увеличения мертвого объема. Для этого между блоком цилиндров и клапанной плитой устанавливают более толстую прокладку.

Повысить производительность компрессорно-конденсаторного агрегата можно простым увеличением частоты вращения вала компрессора. Однако если требуется значительно увеличить производительность, то более практично и экономично установить больший компрессорно-конденсаторный агрегат, снизив его производительность. Это объясняется несколькими причинами.

Во-первых, некоторое увеличение производительности компрессора агрегата сопровождается ростом потребляемой мощности, а значительное увеличение производительности компрессора вызывает перегрузку электродвигателя привода компрессора или требует применения электродвигателя привода большей мощности. Кроме того, необходимо учитывать производительность конденсатора, так как любое увеличение производительности компрессора повышает нагрузку на конденсатор. Если площадь поверхности конденсатора не увеличивать пропорционально увеличению нагрузки, то температура и давление конденсации хладагента будут повышенными. Это не только сократит срок службы оборудования, но и повысит стоимость обслуживания и эксплуатационные расходы. Кроме того, сводится на нет увеличение производительности, которое сначала имело место вследствие повышения частоты вращения вала компрессора.

Из сказанного очевидно, что производительность испарителя или компрессорно-конденсаторного агрегата повысить довольно-таки трудно. Поэтому более целесообразно выбирать оборудование большей, а не меньшей производительности. Если производительность испарителя или компрессорно-конденсаторного агрегата слишком велика, то для сбалансированной работы узлов системы в соответствии с требуемыми условиями ее следует уменьшить. Производительность системы можно понизить с незначительной потерей КПД.

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ И РАСЧЕТНАЯ НАГРУЗКА

Соотношение между производительностью установки и нагрузкой объясняется наилучшим образом при сравнении холодильной системы с системой перекачивания воды. Допустим, что требуется поддерживать постоянный уровень воды в баке (рис. 13-3). Если в бак подается постоянное количество воды (в единицу времени) и вода отсасывается из него с помощью насосной системы, производительность которой точно соответствует количеству подаваемой воды, то в баке поддерживается постоянный уровень. Если количество подаваемой в бак воды постоянно, а количество откачиваемой воды равно количеству подаваемой, то насос работает непрерывно и регулятор уровня воды не требуется.

Однако при неравномерной подаче воды во времени для поддержания постоянного уровня необходимо выбирать систему откачивания таким образом, чтобы производительность ее была равна или несколько превосходила максимальное количество подаваемой воды. Очевидно, что необходимо также обеспечить возможность выключения и включения насоса для его цикличной работы. Если этого нет, то в периоды, когда количество подаваемой воды минимально, а интенсивность откачивания избыточна, уровень воды в баке опустится ниже требуемого. Установка поплавкового регулятора в баке — одно из наиболее удобных и практичных средств для обеспечения цикличной работы насоса (рис. 13-4). Поплавковый регулятор замыкает электрические контакты и включает насос, когда уровень воды повысится до максимального, и размыкает электрические контакты (насос выключается), если уровень воды в баке будет ниже заданного. Таким образом, цикличная работа насоса поддерживает относительно постоянный уровень воды в баке.

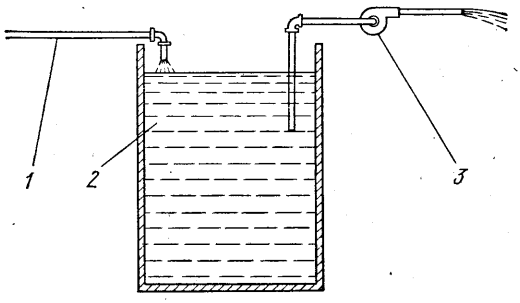


Рис. 13-3. Система перекачивания воды:
1 — подающий трубопровод; *2* — бак; *3* — насос

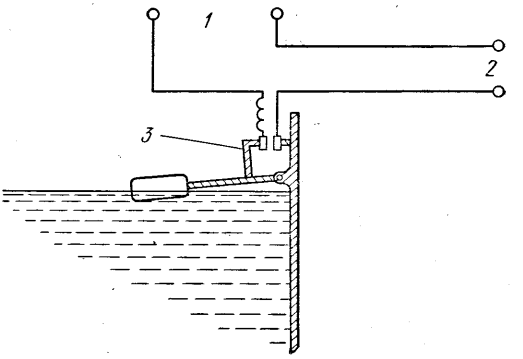


Рис. 13-4. Регулирование уровня с помощью поплавкового регулятора:
1 — от цепи питания; *2* — к двигателю насоса; *3* — поплавковый регулятор

Это можно отнести и к холодильной системе. Тепловая нагрузка на холодильную систему меняется, и систему обычно проектируют так, чтобы ее производительность была равна или несколько превышала среднюю тепловую нагрузку. Это обусловлено тем, что температура в охлаждаемом объеме или продукта должна поддерживаться на заданном низком уровне даже при пиковой тепловой нагрузке. Производительность холодильной системы всегда несколько превышает действительную тепловую нагрузку. Поэтому для поддержания стабильной температуры в охлаждаемом объеме или продуктов и предотвращения понижения температуры ниже минимальной требуется

регулятор, позволяющий выключать или включать систему.

В любой холодильной системе относительная длительность циклов включения и выключения различна и зависит от нагрузки на систему. Во время пиковой нагрузки рабочая часть цикла будет продолжительной, а нерабочая — короткой. При минимальной нагрузке, наоборот, рабочая часть цикла будет короткой, а нерабочая — продолжительной.

Холодильные системы в отличие от систем для перекачивания воды должны иметь достаточную производительность для того, чтобы нерабочие части циклов были даже и при пиковой нагрузке. Это необходимо для оттаивания испарителя.

РЕЛЕ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ КОМПРЕССОРОМ

Реле, используемые для обеспечения цикличного режима работы, делят на два основных типа: термореле и реле давления.

Термореле

Термореле применяют для регулирования температуры воздуха в охлаждаемом объеме или другой охлаждаемой среды.

Оно обеспечивает цикличную работу компрессора (пуск и остановку двигателя привода компрессора) таким же образом, как поплавковый регулятор изменяет уровень жидкости посредством цикличной работы насоса (пуска и остановки двигателя насоса).

Термочувствительные элементы

В термореле для восприятия и передачи изменений температуры обычно используют два типа элементов. Один из элементов — термобаллон, соединенный с сильфоном или полостью над диафрагмой, которые заполнены газом,

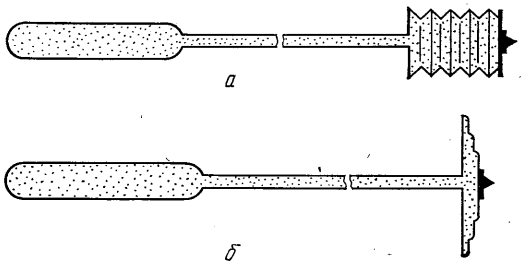


Рис. 13-5. Термочувствительные системы: *а* — с сильфоном; *б* — с диафрагмой

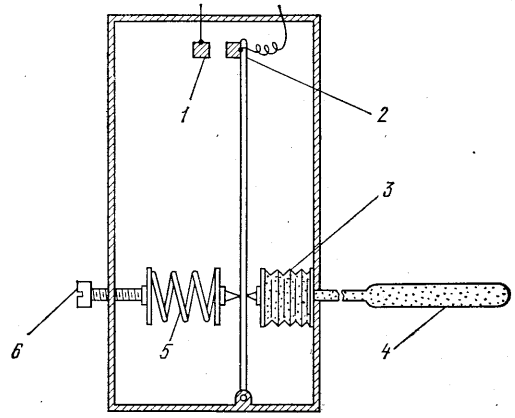


Рис. 13-6. Схема термореле:
1 — неподвижный контакт; *2* — подвижный контакт; *3* — сильфон; *4* — термобаллон; *5* — пружина; *6* — регулировочный винт

жидкостью или насыщенной их смесью (рис. 13-5, *а* и *б*)[1]. При повышении температуры баллона увеличивается давление находящегося в нем заполнителя, которое воздействует через сильфон или диафрагму на систему рычагов, замыкающую электрические контакты и включающую другие механизмы (рис. 13-6). При понише-

[1] Это термореле называют прибором дистанционного действия. Оно наиболее распространено в холодильной технике, несмотря на существование целого ряда различных термореле. Термореле используют не только для управления двигателем привода компрессора, но также для открывания и закрывания клапанов, пуска и остановки двигателей заслонок и т. п.

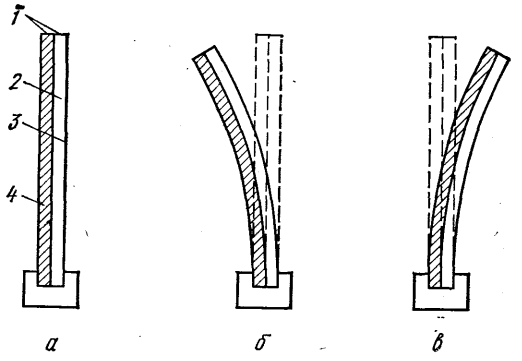


Рис. 13-7. Биметаллический термочувствительный элемент:

а — нормальное положение; *б* — при нагреве; *в* — при охлаждении: *1* — разнородные металлы; *2* — латунь или сталь; *3* — биметаллический элемент; *4* — сплав инвар

нии температуры баллона происходит обратное действие.

Биметаллический элемент (рис. 13-7) применяют в совершенно другом типе термореле. Он представляет собой полосу из двух слоев разнородных металлов (обычно это сплав инвар и латунь или инвар и сталь). Инвар — это сплав с очень низким коэффициентом линейного расширения, а латунь и сталь характеризуются относительно высокими коэффициентами линейного расширения. Повышение температуры биметаллического элемента вызывает его изгиб в сторону слоя инвара (неактивного металла), как показано на рис. 13-7, *б*, а понижение температуры — изгиб в сторону слоя латуни или стали (активного металла), как показано на рис. 13-7, *в*. Деформацию биметаллического элемента при изменении температуры используют для размыкания или замыкания электрических контактов, а также для включения других механизмов.

Регулирование дифференциала

Термореле, как и поплавковый регулятор, имеет определенные уставки включения и выключения, т. е. его настраивают для пуска компрессора, когда температура в охлаждаемой камере или продукта повышается до максимальной (температура включения), и остановки компрессора при понижении температуры до минимальной (температура выключения).

Разность между температурами включения и выключения называется дифференциалом. Величина дифференциала зависит от устройства и расположения термобаллона термореле. Дифференциал обычно невелик (1—2°С), если на термобаллон термореле непосредственно воздействует температура среды. Однако когда термобаллон находится в охлаждаемом пространстве для регулирования температуры воздуха в нем, то дифференциал обычно равен 3—4°.

Температура в пространстве или продукта равна примерно средней величине между температурами включения и выключения и компрессора, когда термореле непосредственно регулирует температуру в пространстве или продукта. Например, термореле должно быть настроено на температуру включения около 3,5°С и температуру выключения примерно 0,5°С, когда заданная температура в пространстве равна 2°С.

Во многих случаях термочувствительный элемент термореле закрепляют на испарителе, вследствие чего температура воздуха в пространстве или продукта регулируется косвенно, посредством изменения температуры кипения хладагента в испарителе. В данном случае для предотвращения работы оборудования короткими циклами дифференциал должен быть больше (8°С или выше). Например, при средней температуре в пространстве 2°С и разности температур в испарителе 5°С термореле настраивают на температуру размыкания контактов —4,5°С (0,5 — 5°С) для компенсации разности температур в испарителе, а не на 0,5°С. Обратите внимание, что в обоих выше-

рассмотренных случаях при цикличной работе температура замыкания контактов равна 3,5°С. Когда компрессор выключается, испаритель продолжает поглощать теплоту и нагревается до температуры в пространстве. Поэтому при повышении температуры в пространстве до температуры включения 3,5°С температура в испарителе также будет равна температуре включения. При пуске компрессора температура в испарителе быстро становится ниже температуры в пространстве на величину, равную примерно расчетной разности температур в испарителе. Когда в данном случае температура в пространстве опускается до 0,5°С (заданный минимум), температура в испарителе (регулируемая с помощью термореле) будет приблизительно равна —4,5°С (на 5°С ниже температуры в пространстве).

Правильная настройка термореле на температуры включения и выключения необходима для удовлетворительной работы системы, независимо от того, регулируется ли температура в пространстве непосредственно или косвенно. Если температуры включения и выключения близки друг к другу (слишком малый дифференциал), то машина будет работать короткими циклами (часто включаться и выключаться). Это значительно сократит срок службы оборудования и может привести к другим отрицательным явлениям. Однако если температуры включения и выключения значительно отличаются друг от друга (велик дифференциал), то циклы включения и выключения будут очень продолжительными, в результате чего будут наблюдаться значительные колебания средней температуры в пространстве.

Приблизительные уставки температур включения и выключения определены для различных случаев опытным путем, но часто необходимо использовать способ проб и ошибок для определения оптимальной уставки.

Настройка диапазона

Термореле кроме дифференциала имеют еще одну настройку, называемую диапазоном, которая также связана с температурами включения и выключения. Диапазон — это интервал между температурами включения и выключения. Допустим, что термореле имеет уставку на температуры включения —1°С и выключения —6°С. Если в данном случае дифференциал равен 5°С [(—6°С) — (—1°С)], то интервал диапазона —1°С ÷ —6°С.

Диапазон можно отрегулировать не изменяя дифференциала, но невозможно изменить дифференциал без перенастройки диапазона. Предположим, что термореле, описанное выше, перенастроено на температуры включения —4°С и выключения —9°С. Дифференциал остается равным 5°С [(—9°С) — — (—4°С)], а рабочий диапазон термореле на 3°С ниже, чем было ранее, т. е. интервал рабочего диапазона —4°С ÷ ÷ —9°С, в то время как ранее он был —1°С ÷ —6°С. Следовательно, диапазон термореле изменен, а дифференциал остался тот же. При новой уставке средняя температура в пространстве будет примерно на 3°С ниже, чем ранее.

Предположим теперь, что дифференциал увеличен на 3°С посредством повышения температуры включения от —1°С до 2°С, а температура выключения осталась прежней, т. е. —6°С. Обратите внимание, что изменились как дифференциал, так и диапазон. Дифференциал был 5°С, а стал 8°С. Диапазон составлял от — 1°С до —6°С, а теперь имеет интервал 2°С ÷ ÷ —6°С. При этой уставке цикл работы будет несколько продолжительнее из-за большей величины дифференциала. Кроме того, средняя температура в пространстве будет на 1—2°С выше, так как температура включения увеличена.

Регулирование диапазона и дифференциала показано на рис. 13-8. По-

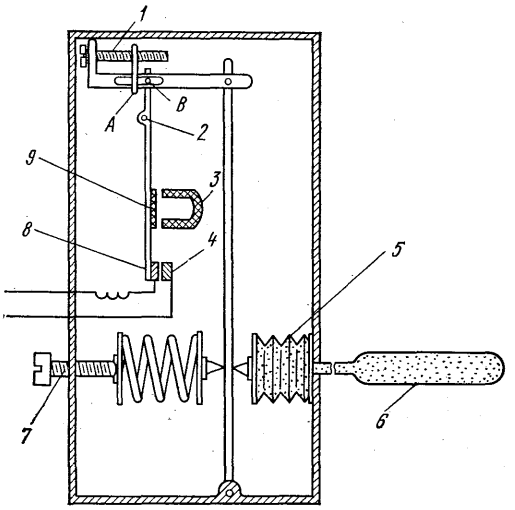


Рис. 13-8. Схема термореле с регулируемыми диапазоном и дифференциалом:
1 — винт уставки дифференциала; *2* — ось; *3* — постоянный магнит; *4* — неподвижный контакт; *5* — сильфон; *6* — термобаллон; *7* — винт уставки диапазона; *8* — подвижный контакт; *9* — пластина

ворот регулировочного винта диапазона по часовой стрелке увеличивает натяжение пружины, и температуры включения и выключения повышаются. При повороте регулировочного винта против часовой стрелки уменьшается натяжение пружины и температуры включения и выключения.

При повороте регулировочного винта дифференциала по часовой стрелке ограничительный стержень *A* перемещается по направлению к головке винта, увеличивая тем самым перемещение шпильки *B* в прорези, в результате чего увеличивается дифференциал посредством понижения температуры выключения. При повороте регулировочного винта дифференциала против часовой стрелки температура выключения повышается, а дифференциал уменьшается. Таким образом термореле можно настроить на любую температуру включения и выключения.

На рис. 13-8 приведена схема одного из способов регулирования температур включения и выключения. Способ настройки зависит от типа реле. Например, изменение настройки диапазона реле (рис. 13-8) одновременно изменяет температуры включения и выключения, а в другом типе реле изменение настройки диапазона изменяет только температуру включения или только температуру выключения.

Если электрические контакты размыкаются и замыкаются медленно, то между ними может возникнуть искрение, в результате чего они сгорают или свариваются. Электрические контакты термореле должны быть снабжены средствами для быстрого размыкания и замыкания контактов, чтобы предотвратить искрение, например якорем, или постоянным магнитом (см. рис. 13-8). При повышении давления в сильфоне и перемещении подвижного контакта к неподвижному быстро возрастает воздействие магнитного поля подковообразного магнита на якорь. Когда подвижный контакт приближается к неподвижному на определенное заданное минимальное расстояние, воздействие магнитного поля становится достаточно большим для преодоления натяжения пружины, в результате чего якорь втягивается в магнит, и контакты быстро замыкаются.

Контакты размыкаются при понижении давления в сильфоне за счет натяжения пружины. Однако, так как силе пружины противостоит воздействие магнитного поля притяжения, контакты не размыкаются до тех пор, пока усилие пружины не станет достаточно большим. В результате контакты размыкаются быстро и без искрения.

В некоторых реле для предотвращения искрения применяют ртутный переключатель, который показан на рис. 13-9. При наклоне стеклянной трубки вправо ртуть в трубке замыкает два электрода. Контакт нарушается при наклоне трубки влево. Поверхностное натяжение ртути способствует быст-

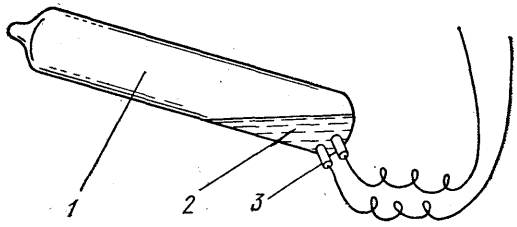


Рис. 13-9. Ртутный переключатель:
1 — стеклянная трубка; *2* — ртуть; *3* — электроды

рому срабатыванию переключателя и предотвращает искрение.

Камерное термореле и термореле испарителя

Термореле непосредственно реагирует на температуру в пространстве или продукта, если термочувствительный элемент установлен в них. Если термочувствительный элемент закреплен на испарителе, то термореле реагирует на температуру в испарителе. В этом случае регулирование температуры в пространстве или продукта осуществляется косвенно. Оптимальный способ регулирования зависит в каждом случае от существующих условий. Косвенное регулирование температуры в пространстве посредством изменения температуры в испарителе, вероятно, является лучшим способом, если требуется оттаивание испарителя при остановке оборудования и допустимы незначительные колебания температур в пространстве и продукта.

Для полного оттаивания испаритель должен нагреваться примерно до 3°С во время каждой нерабочей части цикла. Это легко обеспечить при размещении термобаллона термореле на испарителе. Полное оттаивание испарителя во время каждой нерабочей части цикла практически гарантируется, так как испаритель нагревается до температуры 3°С перед включением компрессора. Однако, если термореле регулирует температуру в пространстве, нет полной уверенности, что испаритель всегда будет достаточно нагреваться во время нерабочей части цикла и полностью оттаивать.

Оттаивание испарителя обеспечивается при правильной настройке термореле, относительно постоянной нагрузке на систему и ее соответствии производительности системы. Если имеют место значительные изменения в нагрузке системы, а термореле регулирует температуру в пространстве, то возникают трудности с оттаиванием испарителя. Если система работает при пиковой нагрузке и температура в пространстве в течение длительного времени выше температуры размыкания контактов термореле, то рабочие циклы удлиняются и на испарителе образуется значительный слой инея. Кроме того, при значительной нагрузке температура в пространстве быстро повышается до температуры включения термореле во время нерабочей части цикла, в результате чего эта часть цикла обычно очень непродолжительна, и испаритель полностью не оттаивает. Когда компрессор включается, частично оттаявший иней замерзает на испарителе, образуя лед. Со временем испаритель полностью покроется льдом, циркуляция воздуха через него будет очень ограниченной, и система выйдет из строя.

Реле давления

Реле давления делятся на два типа: реле низкого давления и реле высокого давления. Реле низкого давления соединено со стороной низкого давления системы (обычно это сторона всасывания компрессора), реле высокого давления — со стороной высокого давления (обычно это сторона нагнетания компрессора).

Конструкция реле низкого и высокого давления подобна конструкции термореле. Принципиальное отличие между ними заключается в источнике

давления, которое действует на сильфон или диафрагму. Давление, действующее на сильфон термореле, — это давление заполнителя в патроне, а давление, действующее на сильфон низкого и высокого давления, — это давление всасывания и нагнетания компрессора. Оба реле давления, как и термореле, имеют уставки включения и выключения, которые обычно регулируют на месте эксплуатации.

Реле высокого давления

Реле высокого давления используют только для защиты. Оно соединено со стороной нагнетания и выключает компрессор, когда давление нагнетания становится слишком большим. Это осуществляется для того, чтобы предотвратить повреждение оборудования. Когда давление на стороне нагнетания поднимается выше определенной заданной величины, реле высокого давления размыкает цепь и останавливает компрессор. Если давление на стороне нагнетания опять становится нормальным, то реле высокого давления замыкает цепь и включает компрессор. Некоторые реле высокого давления снабжены выключателями, которые требуют ручного включения реле для пуска компрессора. Реле высокого давления желательны на всех установках, но они обязательны в установках с водяным конденсатором из-за возможного прекращения подачи воды.

Уставки включения и выключения реле высокого давления зависят от применяемых хладагентов, так как они имеют различные давления конденсации.

Реле низкого давления

Реле низкого давления используют для защиты и косвенного регулирования температуры кипения хладагента в испарителе. Выполняя функции защиты, реле низкого давления размыкает цепь и останавливает компрессор, когда давление на стороне всасывания опускается слишком низко, и замыкает цепь, включая компрессор, если давление на стороне всасывания становится опять нормальным. Некоторые реле низкого давления, как и реле высокого давления, снабжены выключателями, требующими ручного включения для пуска компрессора.

Реле низкого давления часто используют для регулирования температуры в торговом холодильном оборудовании. Давление на стороне всасывания компрессора определяет температуру насыщения хладагента в испарителе. Поэтому реле обеспечивает цикличную работу, срабатывая при изменении давления всасывания. Его применяют для косвенного регулирования температуры в пространстве посредством регулирования температуры в испарителе так же, как и при использовании дистанционного термореле. В этих случаях давления включения и выключения реле низкого давления являются давлениями насыщения хладагента, соответствующими температурам включения и выключения дистанционного термореле. Допустим, что уставки температуры включения и выключения дистанционного термореле соответственно равны 3,5 и —4,5°С. Если применить реле низкого давления вместо термореле, то уставка давления включения реле низкого давления будет равна 245 кПа (давление насыщения R12, соответствующее температуре 3,5°С), а уставка давления выключения — 165 кПа (давление насыщения R12, соответствующее температуре —4,5°С)*.

При нагревании испарителя во время нерабочей части цикла давление в

* Если применяют другие хладагенты, а не R12, то уставками давления будут давления насыщения этих хладагентов, соответствующие заданным температурам включения и выключения.

нем увеличивается. Когда давление в испарителе повышается до уставки давления включения, реле низкого давления замыкает цепь и включает компрессор. Вскоре после включения компрессора температура и давление в испарителе понижаются примерно до расчетных значений и остаются на этом уровне почти в течение всего рабочего цикла. В конце рабочего цикла температура и давление в испарителе постепенно опускаются ниже расчетных. Если давление в испарителе снижается до уставки выключения, то реле низкого давления размыкает цепь и останавливает компрессор.

Давление пара хладагента снижается при его движении через всасывающий трубопровод, и поэтому оно на входе в компрессор обычно на 10—15 кПа меньше давления в испарителе. Реле низкого давления включается под действием давления на входе в компрессор. Следовательно, необходимо учитывать снижение давления во всасывающем трубопроводе при регулировании уставки. Уставка давления выключения уменьшается на величину, равную потере давления во всасывающем трубопроводе. Например, снижение давления во всасывающем трубопроводе равно 15 кПа, когда давление в испарителе составляет 165 кПа. В данном случае давление на входе в компрессор будет равно 150 кПа. Следовательно, если требуется выключить компрессор, когда давление понижается в испарителе до 165 кПа, то уставку выключения реле низкого давления регулируют на величину 150 кПа. Если не учитывать снижение давления во всасывающем трубопроводе, то компрессор включится, когда давление в испарителе опустится только до 180 кПа, а не до 165 кПа. Холодильная установка будет работать короткими циклами, так как дифференциал слишком мал, и в результате работа ее будет неудовлетворительной.

Снижение давления во всасывающем трубопроводе не влияет на уставку давления включения реле. Снижение давления — это функция скорости движения потока. Как только компрессор выключается, давление на входе в него повышается до давления в испарителе. Следовательно, при регулировании уставки давления включения реле нет необходимости учитывать снижение давления во всасывающем трубопроводе.

Реле низкого давления регулирует давление и соответствующую ему температуру хладагента в испарителе, а не температуру в пространстве. Оно наилучшим образом подходит для тех случаев, когда необходимо осуществлять оттаивание испарителя во время нерабочей части цикла. Особенно это относится к таким установкам, в которых компрессор монтируют на некотором расстоянии от испарителя. Регулирование низкого давления имеет определенное преимущество по сравнению с прямым регулированием температуры в том, что создается значительная экономия электропроводки. Термореле, имеющее дистанционный термопатрон, всегда монтируют вблизи испарителя или охлаждаемой камеры, в котором регулируется температура. Для этого требуется проложить два электрических провода от охлаждаемой камеры до компрессорно-конденсаторного агрегата. Реле низкого давления монтируют у компрессора, где имеется источник питания, в результате чего требуется намного меньше электропроводки.

Двублочное реле низкого и высокого давлений

Двублочное реле низкого и высокого давления — это комбинация двух реле (т. е. низкого и высокого давления) в одном корпусе. Обычно в приборе имеется одна пара электрических контактов. На рис. 13-10 представлено типичное двублочное реле низкого и вы-

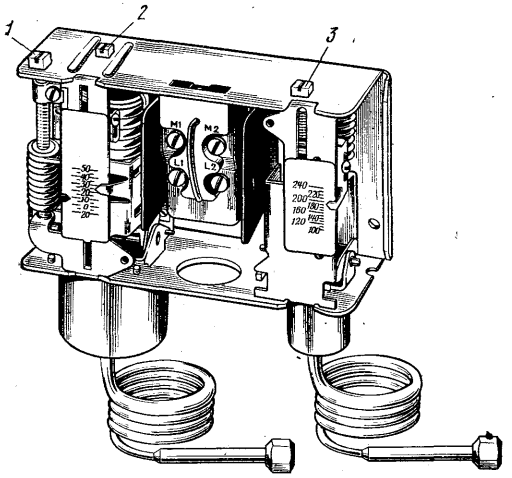


Рис. 13-10. Двублочное реле низкого и высокого давления:

1 — винт уставки выключения (изменяется только давление выключения); *2* — регулировочный винт диапазона (изменяются давления включения и выключения); *3* — винт уставки выключения блока высокого давления

сокого давления. Этот тип реле давления часто поставляется в качестве комплектующего изделия с компрессорно-конденсаторным агрегатом.

ПОДДЕРЖАНИЕ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ В КАРТЕРЕ КОМПРЕССОРА

Для цикличной работы компрессорно-конденсаторного агрегата с целью поддержать низкое давление в картере компрессора применяют одновременно термореле и реле низкого давления. В этом цикле температура воздуха в пространстве или кипения хладагента испарителя регулируется непосредственно термореле. Однако вместо пуска и остановки электродвигателя привода компрессора термореле открывает и закрывает электромагнитный вентиль на жидкостном трубопроводе, расположенный обычно вблизи регулятора расхода хладагента (рис. 13-11). При понижении температуры в пространстве или хладагента в испарителе до температуры выключения термореле размыкает цепь электромагнитного вентиля, прерывая тем самым подачу жидкого хладагента к испарителю. Работающий компрессор отсасывает хладагент из той части системы, которая находится за электромагнитным вентилем. Когда давление в этой части системы понижается до давления выключения, реле низкого давления размыкает цепь электродвигателя привода и останавливает компрессор. При повышении температуры в пространстве или хладагента в испарителе до температуры включения термореле замыкает цепь электромагнитного вентиля, жидкостный трубопровод открывается и жидкий хладагент подается в испаритель. Так как испаритель теплый, подаваемый хладагент быстро вскипает и давление в испарителе немедленно повышается до величины давления включения реле низкого давления, которое замыкает цепь электродвигателя привода и включает компрессор.

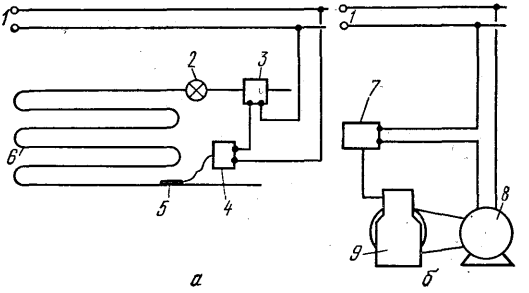


Рис. 13-11. Цикл поддержания низкого давления в картере компрессора:

а — испарительная часть: *1* — цепь питания; *2* — регулятор расхода хладагента; *3* — электромагнитный вентиль; *4* — термореле; *5* — дистанционный баллон; *6* — испаритель; *б* — компрессорный агрегат: *7* — реле низкого давления; *8* — двигатель; *9* — компрессор

Поддержание низкого давления в картере компрессора имеет ряд преимуществ. Одно из них заключается в том, что значительно снижается количество хладагента, поглощаемого маслом в картере во время нерабочей части цикла. Проблема растворения хлад-

агента в масле, находящемся в картере, в нерабочую часть цикла рассматривается более подробно в главе 18.

ИЗМЕНЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ УСТАНОВКИ

Необходимо отметить, что при изменении нагрузки на систему изменяются рабочие условия и производительность холодильной установки. Когда нагрузка на систему большая, а температура в пространстве высокая, разность между температурами охлаждаемого воздуха и хладагента в испарителе, а также производительность испарителя будут несколько больше расчетных. Вследствие большей производительности испарителя температура кипения хладагента также будет выше. Следовательно, в условиях значительной нагрузки рабочие параметры будут несколько выше средних расчетных значений, и производительность установки будет несколько выше средней. При этом потребляемая компрессором мощность будет максимальной, а электродвигатель привода компрессора должен иметь достаточный запас мощности.

Если нагрузка на систему незначительна, то температура в пространстве, разность температур в испарителе, температура кипения хладагента несколько ниже расчетных, а следовательно, и производительность установки несколько меньше средней расчетной.

Во время каждого рабочего цикла рабочие параметры и производительность установки снижаются, причем они максимальны в начале цикла, когда температура в пространстве наибольшая, и минимальны в конце рабочего цикла, когда температура в пространстве наименьшая. Однако у хорошо спроектированной системы параметры очень близки к расчетным в течение большей части рабочего цикла.

Невозможно переоценить значение баланса между производительностью холодильной установки и нагрузкой на систему. Неудовлетворительные рабочие условия являются следствием несоответствия производительности системы и нагрузки. Ранее подчеркивалось, что для хорошей работы необходимо, чтобы производительность проектируемой системы была равна или незначительно превосходила среднюю максимальную нагрузку. Это необходимо для того, чтобы поддерживать заданные температуру и влажность в период пиковой нагрузки. Очевидно, что при уменьшении тепловой нагрузки производительность холодильной установки становится слишком большой.

При небольшой средней нагрузке на установку регулирование ее производительности осуществляется за счет цикличности работы, как описывалось ранее. Если реле настроены правильно, то относительная продолжительность циклов включения и выключения будет колебаться в зависимости от нагрузки. При значительной нагрузке цикл работы будет длительным, а цикл остановки коротким, а при незначительной нагрузке наоборот. Естественно, что продолжительность циклов будет зависеть от колебаний нагрузки. Система всегда должна проектироваться таким образом, чтобы производительность ее при максимальной нагрузке была достаточной. Следует иметь в виду, что при существенном изменении нагрузки производительность системы будет значительно больше требуемой, особенно при минимальной нагрузке. Система со значительно большей, чем это требуется, производительностью, настолько же неудовлетворительна, как и система с недостаточной производительностью. Если производительность системы недостаточна для данной нагрузки, то рабочая часть цикла будет длительной, температура в пространстве высокой в течение продолжительного времени, а нерабочая часть

цикла будет слишком короткой. Следовательно, испаритель не оттает. С другой стороны, при слишком большой производительности системы для данной нагрузки нерабочая часть цикла будет очень длительной, а рабочая часть цикла слишком короткой и недостаточной для удаления требуемого количества влаги из пространства. В результате в охлаждаемом пространстве влажность будет выше нормального уровня.

По этой причине при значительных изменениях нагрузки холодильную установку необходимо обеспечить какими-либо средствами автоматического или ручного изменения производительности. Это относится также и к большим установкам, в которых регулирование цикличности работы, непрактично.

Существует много способов балансирования холодопроизводительности с тепловой нагрузкой. Естественно, самый подходящий способ в каждом случае зависит от конкретных условий. Некоторые установки требуют одно- или двухступенчатого регулирования, а другие — многоступенчатого. Часто для обеспечения необходимой гибкости применяют одновременно несколько способов. Кроме того, в некоторых случаях требуется создание искусственной нагрузки на оборудование для обеспечения соответствующего баланса между тепловой нагрузкой по сухой теплоте (для снижения температуры) и тепловой нагрузкой по скрытой теплоте (для уменьшения влажности). Если тепловая нагрузка по скрытой теплоте составляет бо́льшую часть общей тепловой нагрузки, то в результате работы холодильной установки будет переохлаждение в пространстве. Чтобы избежать этого, воздух сначала охлаждается испарителем до температуры, обеспечивающей заданное понижение влагосодержания, а затем нагревается до заданной температуры (по сухому термометру). Повторное нагревание воздуха осуществляется змеевикам и с водяным паром или горячей водой, электронагревателями или горячим паром хладагента, нагнетаемым компрессором в специальный змеевик.

В некоторых установках холодопроизводительность регулируется посредством изменения производительности только компрессора. Расход хладагента должен быть одинаковым во всех узлах, и изменение производительности любого узла автоматически отражается на производительности всех остальных. Поэтому повышение или понижение производительности компрессора соответствующим образом сказывается на производительности всей системы. Необходимо, однако, обратить внимание на то, что при этом способе регулирования производительности будут изменяться параметры установки.

Если требуется изменить производительность системы и сохранить рабочие параметры, то необходимо непосредственно регулировать производительность испарителя и компрессора[1].

В следующих разделах рассматриваются некоторые распространенные способы регулирования производительности испарителя и компрессора.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ИСПАРИТЕЛЯ

Наиболее эффективным способом регулирования производительности испарителя является, вероятно, разделение испарителя на несколько отдельных секций, в результате чего при снижении нагрузки могла бы работать одна или несколько секций (рис. 13-12).

[1] Любое понижение нагрузки и производительности системы оказывает влияние на производительность конденсатора и на размеры трубопроводов хладагента. Эти вопросы рассматриваются в главах 14 и 17.

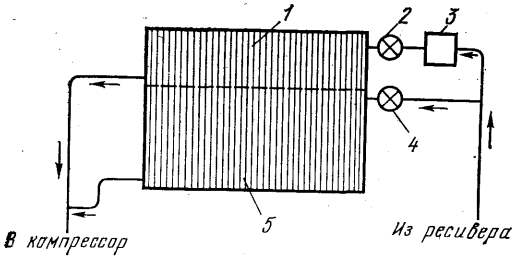


Рис. 13-12. Регулирование производительности испарителя:

1, 5 — секции испарителя; *2, 4* — регулирующие вентили; *3* — электромагнитный вентиль

С помощью этого способа можно отключить любую часть испарителя. Количество и площадь поверхности отдельных секций зависит от количества требуемых ступеней производительности и величины изменения производительности в каждой ступени. Расположение секций испарителя зависит от отношения тепловой нагрузки по сухой теплоте к общей тепловой нагрузке при различных условиях работы. Испаритель, как правило, делят на две секции. Схема испарителя может предусматривать «торцевое» регулирование, или регулирование «по глубине», или то и другое вместе. При «торцевом» регулировании соотношение сухой и общей теплоты не изменяется. Однако при регулировании «по глубине» соотношение сухой теплоты к общей изменяется всегда. Можно сделать вывод, что чем больше глубина испарителя, тем больше отводится влаги. Следовательно, отношение сухой теплоты к общей увеличивается при отключении одной или нескольких секций испарителя.

Другой распространенный способ регулирования производительности испарителя заключается в изменении количества продуваемого воздуха с помощью торцевых или байпасных заслонок (рис. 13-13 и 13-14). Для этой цели можно применять также вентиляторы с регулируемой скоростью

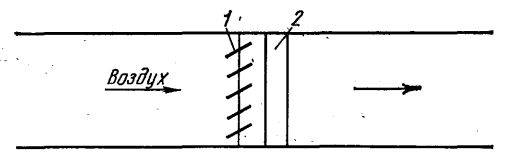


Рис. 13-13. Регулирование количества продуваемого через испаритель воздуха (при движении заслонки в сторону закрытия увеличивается аэродинамическое сопротивление и количество циркулирующего воздуха уменьшается):

1 — торцевая заслонка; *2* — испаритель

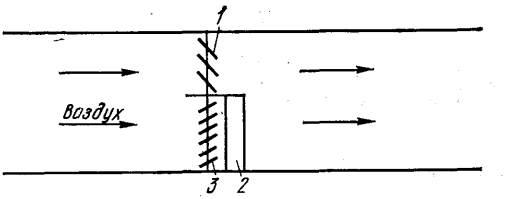


Рис. 13-14. Регулирование производительности испарителя с помощью торцевой и байпасной заслонок (байпасная заслонка открывается шире при закрытии торцевой, в результате чего регулируется обдув испарителя воздухом. Общее количество циркулирующего воздуха остается практически постоянным независимо от положения заслонок):

1 — байпасная заслонка; *2* — испаритель; *3* — торцевая заслонка

вращения, которые используют иногда вместе с заслонками.

При использовании любого из описанных способов почти во всех случаях необходимо одновременно регулировать производительность компрессора.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОМПРЕССОРА

Производительность поршневых компрессоров регулируют несколькими способами. Один способ, упомянутый ранее, заключается в изменении частоты вращения вала посредством изменения скорости вращения вала привода.

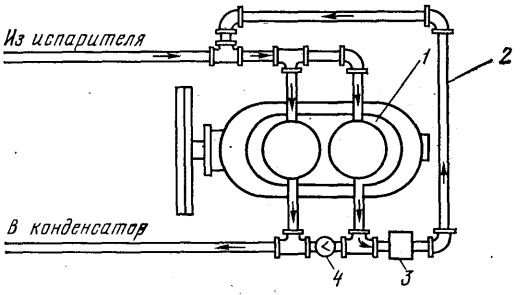


Рис. 13-15. Схема байпасирования цилиндров компрессора:
1 — компрессор; *2* — байпасная линия; *3* — электромагнитный вентиль; *4* — обратный клапан

Приводной электродвигатель часто имеет две скорости вращения, в результате чего компрессор может работать с полной или 50%-ной производительностью. Если требуется большее количество ступеней производительности, то необходимо применить двигатель с двумя обмотками, что позволяет работать на четырех скоростях.

Регулирование производительности многоцилиндрового компрессора обеспечивается часто разгрузкой одного или большего количества цилиндров, т. е. выключения их из работы. Один из способов заключается в байпасировании пара из полости нагнетания одного или большего количества цилиндров обратно во всасывающий трубопровод (рис. 13-15). Когда давление всасывания понижается до заданного значения, электромагнитный вентиль на байпасном трубопроводе, включаемый от реле давления, открывается, и пар, нагнетаемый из одного или большего количества цилиндров, байпасируется обратно во всасывающий трубопровод, где смешивается со всасываемым паром. Нагнетаемый из разгруженного цилиндра пар продолжает байпасироваться во всасывающий трубопровод до тех пор, пока давление всасывания не повысится до уставки выключения реле. Электромагнитный вентиль обесточится, байпасный трубопровод перекрывается, и компрессор начинает работать с полной производительностью. Другой способ разгрузки цилиндров компрессора заключается в выключении всасывающих клапанов разгружаемых цилиндров, чтобы они были открыты при ходе сжатия. Когда всасывающие клапаны открыты, пар, поступающий в цилиндр при ходе всасывания, возвращается во всасывающий трубопровод при ходе сжатия (рис. 13-16).

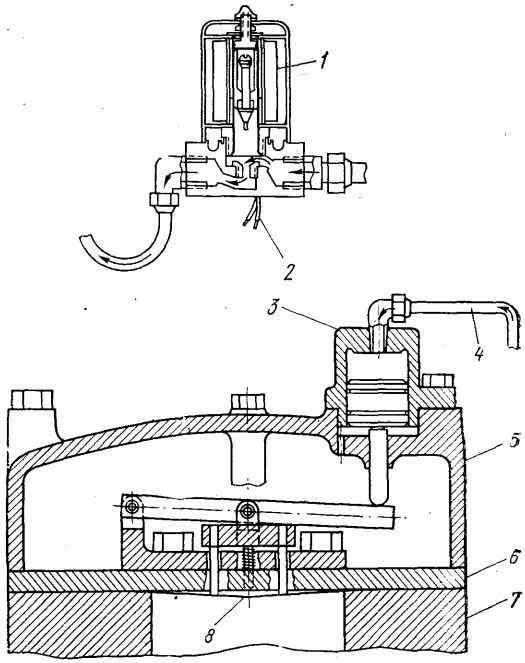


Рис. 13-16. Разгрузочное устройство цилиндра, включаемое под действием давления в конденсаторе:
1 — электромагнитный вентиль (включен); *2* — электрический провод; *3* — силовой элемент разгрузочного устройства; *4* — трубка со стороны нагнетания компрессора; *5* — головка цилиндра; *6* — клапанная плита; *7* — цилиндр; *8* — пластина всасывающего клапана

Разгрузочное устройство работает следующим образом. При понижении давления всасывания до давления включения реле давления оно включает электромагнитный вентиль и пар высокого давления подается из конденсатора к разгрузочному поршню, ко-

торый выключает всасывающие клапаны и удерживает их в открытом состоянии. В момент повышения давления всасывания до давления выключения реле давления электромагнитный вентиль обесточивается и разгрузочный поршень возвращается в исходное положение. Разгрузочные устройства всех типов используют не только для регулирования производительности, но и для разгрузки цилиндров при пуске компрессора, что уменьшает пусковой момент.

При любом из описанных способов регулирования производительности потребляемая компрессором мощность уменьшается с понижением производительности, хотя это уменьшение не совсем пропорционально.

Еще один способ регулирования производительности компрессора заключается в дросселировании всасываемого пара. Однако его редко применяют в поршневых компрессорах, так как при этом не уменьшается потребляемая мощность.

Другой способ регулирования заключается в искусственной нагрузке компрессора при понижении нагрузки системы. Для этой цели применяют байпасный вентиль горячего пара, который открывается и байпасирует горячий пар высокого давления на сторону низкого давления, когда давление на стороне всасывания становится ниже минимального (рис. 13-17). Автоматический регулирующий вентиль используют в качестве байпасного вентиля горячего пара (см. с. 346—349), но в настоящее время выпускают вентили, специально сконструированные для этой цели.

Способ байпасирования горячего пара имеет недостатки. Во-первых, обычно отсутствует разгрузка компрессора или она очень мала, в результате чего уменьшение потребляемой мощности минимально. Во-вторых, если система байпасирования горячего пара недостаточно хорошо сконструирована, то происходят избыточный нагрев всасываемого пара и перегрев компрессора. В связи с этим схему, которая показана на рис. 13-17, обычно применяют только для разгруженного пуска компрессора. Другие схемы, которые создают некоторые возможности уменьшить перегрев горячего пара до его подачи в компрессор, показаны на рис. 13-18, 13-19, 13-20.

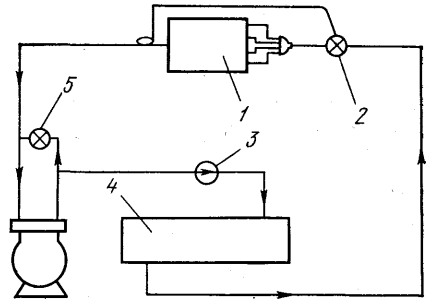


Рис. 13-17. Разгруженный пуск компрессора с помощью ручного или электромагнитного вентиля (обратный клапан предотвращает рециркуляцию пара высокого давления из конденсатора):

1 — испаритель; *2* — ТРВ; *3* — обратный клапан; *4* — конденсатор; *5* — регулирующий байпасный вентиль

Способ перепуска горячего пара через байпасную линию часто является единственным для регулирования

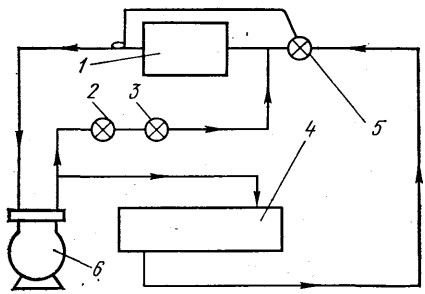


Рис. 13-18. Регулирование производительности с помощью байпасного вентиля с плавной характеристикой (горячий пар подается ко входу в испаритель):

1 — испаритель; *2* — электромагнитный вентиль; *3* — байпасный вентиль горячего пара с плавной характеристикой; *4* — конденсатор; *5* — ТРВ; *6* — компрессор

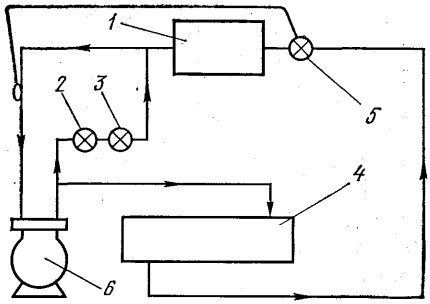


Рис. 13-19. Регулирование производительности с помощью байпасного вентиля с плавной характеристикой (горячий пар подается к выходу из испарителя):

1 — испаритель; *2* — электромагнитный вентиль; *3* — байпасный вентиль горячего пара с плавной характеристикой; *4* — конденсатор; *5* — ТРВ; *6* — компрессор

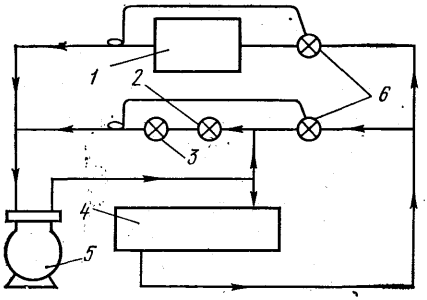


Рис. 13-20. Регулирование производительности с помощью байпасного вентиля с плавной характеристикой и дополнительного ТРВ (температура пара на входе в компрессор снижается):

1 — испаритель; *2* — электромагнитный вентиль; *3* — байпасный вентиль горячего пара с плавной характеристикой; *4* — конденсатор; *5* — компрессор; *6* — ТРВ

производительности малых компрессоров (до 7,5 кВт), а также для дополнения других, более эффективных способов регулирования производительности, когда необходимо обеспечить регулирование производительности вплоть до нулевой нагрузки или для разгруженного пуска. В последнем случае байпасный ручной или автоматический электромагнитный вентиль (см. рис. 13-17) полностью открывают при пуске компрессора. Когда байпасный вентиль полностью открыт,

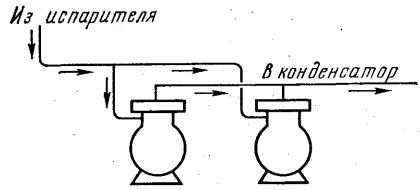


Рис. 13-21. Использование двух компрессоров, смонтированных параллельно, для регулирования производительности (при уменьшении нагрузки один компрессор выключается). Для создания дополнительных ступеней регулирования один из компрессоров оборудуют разгрузочным устройством

давления между сторонами нагнетания и всасывания компрессора уравниваются и работа сжатия требуется только для преодоления трения, потерь давления в компрессоре и байпасной линии. Между конденсатором и байпасной линией монтируют обратный клапан для предотвращения рециркуляции пара высокого давления из конденсатора.

Еще один способ регулирования производительности компрессора заключается в параллельной работе двух или большего количества компрессоров (рис. 13-21). Он дает хорошие результаты. Включение компрессоров осуществляется от индивидуальных реле низкого давления. Реле настроены на давления включения и выключения таким образом, чтобы последовательно выключать и включать компрессоры при повышении давления всасывания. Эти компрессоры часто оборудованы разгрузочными устройствами для дополнительного ступенчатого регулирования. Системы с параллельными компрессорами рассматриваются более подробно в главе 20.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ НЕСКОЛЬКИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Применение двух или большего числа холодильных установок также является способом регулирования про-

изводительности. Испарители отдельных холодильных установок могут быть заключены в общий кожух и обдуваться одним потоком воздуха или помещены в отдельные кожухи и обдуваться индивидуально. В любом случае используют отдельные компрессоры и конденсаторы, однако иногда конденсаторы могут быть заключены в общий кожух.

Этот способ применяют в том случае, когда требуется две ступени регулирования производительности, например при охлаждении продуктов или комбинированном охлаждении и хранении продуктов. Использование двух или большего числа отдельных холодильных установок позволяет обеспечить процесс охлаждения при потерях в результате выхода из строя части оборудования. Если одна установка отказала, то другая продолжает работать, пока ремонтируется первая.

ЗАДАЧИ

13-1. Расчетная тепловая нагрузка низкотемпературной камеры при —19°С равна 5 кВт. В камере смонтированы четыре ряда плиточных испарителей модели 6-4,0-В с общей производительностью 5,18 кВт при разности температур 6,5°С. Выбрать для этой установки в приложении 11 компрессорно-конденсаторный агрегат с воздушным охлаждением (хладагент R12) и нанести кривые производительности испарителей и компрессорно-конденсаторного агрегата на график для определения параметров, при которых установка будет работать сбалансированно (рабочей температуры кипения, разности температур в испарителе и производительности) при расчетной нагрузке.

Учесть, что давление R12 снижается во всасывающем трубопроводе на 10 кПа, что эквивалентно 0,5°С.

13-2. При условиях, указанных в задаче 13-1, провести дополнительную кривую производительности испарителя для определения параметров работы холодильной установки, когда выключены два ряда плиточных испарителей.

13-3. Принимая, что система, описанная в задаче 13-1, работает на R12, определить уставки давления включения и выключения реле низкого давления для обеспечения цикличной работы, что позволяет установке работать при дифференциале температур в пространстве 2°С, т. е. включаться при температуре в пространстве —18°С и выключаться при температуре —20°С.

Глава 14
КОНДЕНСАТОРЫ И ГРАДИРНИ

КОНДЕНСАТОРЫ

Конденсатор, как и испаритель, является теплообменным аппаратом. Теплота от горячего пара хладагента передается через стенки конденсатора охлаждающей среде. В результате передачи теплоты охлаждающей среде пар хладагента сначала охлаждается до температуры насыщения, а затем превращается в жидкость. В качестве охлаждающей среды в низкотемпературных устройствах иногда используют рассол или хладагент, но в большинстве случаев применяют воздух, или воду, или обе среды вместе.

Конденсаторы выпускают трех типов: с воздушным охлаждением, с водяным охлаждением и испарительные. В воздушных конденсаторах охлаждающей средой является воздух, а в водяных конденсаторах — вода. В воздушных и водяных конденсаторах теплота, отдаваемая конденсирующимся хладагентом, повышает температуру охлаждающей среды (воздуха или воды).

Испарительные конденсаторы работают на воздухе и воде. Хладагент конденсируется вследствие испарения воды, орошающей конденсатор. Воздух повышает интенсивность испарения во-

ды, унося водяной пар, появляющийся в результате процесса испарения.

Нагрузка конденсатора

В общее количество теплоты, поглощаемой в конденсаторе охлаждающей средой, входит теплота, поглощенная хладагентом в испарителе, и теплота, эквивалентная работе сжатия. Любая теплота, поглощенная всасываемым паром из окружающего воздуха, также становится частью нагрузки конденсатора. Величина работы сжатия на единицу холодопроизводительности зависит от степени сжатия, а количество теплоты, отведенной в конденсаторе на единицу холодопроизводительности, — от рабочих параметров системы.

Конструкция компрессора также несколько влияет на теплоту сжатия. Так, она больше в герметичном компрессоре, охлаждаемом всасываемым паром, чем в сальниковом компрессоре.

Некоторые предприятия-изготовители публикуют данные отвода теплоты в качестве одной из основных характеристик компрессора (см. приложение 9), и их можно взять за основу при выборе конденсатора. Если этих данных нет, то нагрузку конденсатора $Q_к$ вычисляют, умножая величину производительности компрессора Q_0 на соответствующий коэффициент $kQ_{сж}$ (табл. 14-1 или 14-2),

$$Q_к = Q_0 k_{Q_{сж}}. \qquad (14\text{-}1)$$

Пример 14-1. Определить нагрузку конденсатора в составе агрегата с сальниковым компрессором холодопроизводительностью 4,8 кВт при температуре кипения — 18° С и температуре конденсации 43°С.

Р е ш е н и е. В табл. 14-1 находим, что коэффициент теплоты сжатия при температуре кипения —18°С и температуре конденсации 43°С равен 1,32. По уравнению (14-1) рассчитаем нагрузку конденсатора

$$Q_к = 4{,}8 \text{ кВт} \times 1{,}32 = 6{,}34 \text{ кВт}.$$

Пример 14-2. Определить нагрузку конденсатора для условий, приведенных в примере 14-1, если использован герметичный компрессор с охлаждением всасываемым паром.

Р е ш е н и е. По табл. 14-2 определяем коэффициент теплоты сжатия, он равен 1,44. Применяя уравнение (14-1), вычисляем нагрузку конденсатора

$$Q_к = 4{,}8 \text{ кВт} \times 1{,}44 = 6{,}91 \text{ кВт}.$$

Для расчета нагрузки конденсатора при рабочих условиях за пределами нормального диапазона одноступенчатых компрессоров применяют следующие уравнения:

для сальниковых компрессоров

$$Q_к = Q_0 + N_e, \qquad (14\text{-}2)$$

где N_e — эффективная мощность электродвигателя, кВт;

для герметичных компрессоров

Таблица 14-1

Коэффициент отвода теплоты в зависимости от степени сжатия для одноступенчатого сальникового компрессора

Температура кипения хладагента, °С	Температура конденсации хладагента, °С					
	32	38	43	49	54	60
—34	1,37	1,42	1,47			
—29	1,33	1,37	1,42	1,47		
—23	1,28	1,32	1,37	1,42	1,47	
—18	1,24	1,28	1,32	1,37	1,41	1,47
—12	1,21	1,24	1,28	1,32	1,36	1,42
—7	1,17	1,20	1,24	1,28	1,32	1,37
—1	1,14	1,17	1,20	1,24	1,27	1,32
5	1,12	1,15	1,17	1,20	1,23	1,28
10	1,09	1,12	1,14	1,17	1,20	1,24

Таблица 14-2

Коэффициент отвода теплоты в зависимости от степени сжатия для одноступенчатого герметичного компрессора, охлаждаемого всасываемым паром хладагента

Температура кипения хладагента, °С	Температура конденсации хладагента, °С					
	32	38	43	49	54	60
—40	1,66	1,73	1,80	2,00		
—34	1,57	1,62	1,68	1,80		
—29	1,49	1,53	1,58	1,65		
—23	1,42	1,46	1,50	1,57	1,64	
—18	1,36	1,40	1,44	1,50	1,56	1,62
—15	1,33	1,37	1,41	1,46	1,52	1,59
—12	1,31	1,34	1,38	1,43	1,49	1,55
—9	1,28	1,32	1,35	1,40	1,46	1,52
—7	1,26	1,29	1,33	1,37	1,43	1,49
—4	1,24	1,27	1,31	1,35	1,40	1,45
—1	1,22	1,25	1,28	1,32	1,37	1,42
5	1,18	1,21	1,24	1,27	1,31	1,35
10	1,14	1,47	1,20	1,23	1,26	1,29

$$Q_к = Q + N_э, \qquad (14\text{-}3)$$

где $N_э$ — подводимая мощность, кВт.

Пример 14-3. Герметичный компрессор работает при расчетных условиях и имеет холодопроизводительность 15,5 кВт и подводимую мощность 9 кВт. Определить отвод общей теплоты в конденсаторе.

Решение. По уравнению (14-3) рассчитываем нагрузку конденсатора

$$Q_к = 15{,}5 \text{ кВт} + 9 \text{ кВт} = 24{,}5 \text{ кВт}.$$

Производительность конденсатора

Теплопередача через стенки конденсатора осуществляется за счет теплопроводимости. Поэтому производительность конденсатора определяют по основному уравнению теплопередачи:

$$Q_к = FK\Delta t_m, \qquad (14\text{-}4)$$

где $Q_к$ — производительность конденсатора, кВт; F — площадь поверхности конденсатора, м²; K — коэффициент теплопередачи, кВт/(м²·К); Δt_m — средняя логарифмическая разность между температурами конденсации хладагента и охлаждающей среды, К.

Анализ величин в уравнении (14-4) показывает, что при заданном значении коэффициента теплопередачи производительность конденсатора прямо пропорциональна площади поверхности конденсатора и разности между температурами конденсации хладагента и охлаждающей среды. Очевидно также, что для любого конденсатора определенного размера и конструкции, площадь поверхности которого и коэффициент теплопередачи заданы при изготовлении, производительность конденсатора прямо пропорциональна разности между температурами конденсации хладагента и охлаждающей среды. Кроме того, если средняя температура охлаждающей среды постоянна, то производительность конденсатора изменяется только при повышении или понижении температуры конденсации.

Расход и разность температур охлаждающей среды в конденсаторе

В воздушных и водяных конденсаторах вся теплота, отдаваемая конденсирующимся хладагентом, расходуется на повышение температуры охлаждающей среды. Поэтому в соответствии с

уравнением (2-4) разность температур охлаждающей среды прямо пропорциональна нагрузке конденсатора и обратно пропорциональна массовому расходу и удельной теплоемкости охлаждающей среды, т. е.

$$\Delta t = Q_к/mc, \qquad (14\text{-}5)$$

где Δt — разность температур охлаждающей среды в конденсаторе, К и °С; $Q_к$ — теплота, отведенная в конденсаторе, кВт; m — массовый расход воды или воздуха в конденсаторе, кг/с; c — удельная теплоемкость охлаждающей среды, кДж/(кг·К).

Удельная теплоемкость c постоянна для данной нагрузки конденсатора $Q_к$, и единственными переменными в уравнении (14-5) являются величины массового расхода и разность температур охлаждающей среды.

Средние величины удельной теплоемкости воздуха и воды соответственно равны 1,02 кДж/(кг · К) и 4,19 кДж/(кг · К). При подстановке величины c уравнение (14-5) можно записать следующим образом:

для воды

$$m = Q_к/[4{,}19 \text{ кДж/(кг·К)} \times \Delta t], \qquad (14\text{-}6)$$

$$\Delta t = Q_к/[4{,}19 \text{ кДж/(кг·К)} \times m]; \qquad (14\text{-}7)$$

для воздуха

$$m = Q_к/[1{,}02 \text{ кДж/(кг·К)} \times \Delta t], \qquad (14\text{-}8)$$

$$\Delta t = Q_к/[1{,}02 \text{ кДж/(кг·К)} \times m]. \qquad (14\text{-}9)$$

Общепринято выражать расход воздуха и воды соответственно в метрах кубических в секунду и литрах в секунду. Поэтому расход охлаждающей среды желательно рассчитывать в этих же единицах, а не в килограммах в секунду.

Поскольку средняя плотность воды равна 1 л/кг, массовый расход воды (в кг/с) в уравнениях (14-6) и (14-7) можно заменить на объемный расход воды (в л/с).

Стандартный удельный объем воздуха v равен 0,842 м³/кг, а стандартная плотность воздуха $\rho = 1/0{,}842$ кг/м³. Массовый расход воздуха (в кг/с) преобразуем в объемный расход (в м³/с), умножая первый на 1/0,842. Так как стандартная удельная теплоемкость воздуха c для воздуха равна 1,02 кДж/(кг · К), то $c\rho = 1{,}02$ кДж/(кг · К) × × 1/0,842 кг/м³ = 1,21 кДж/(м³ · К) ≈ ≈ 1,2 кДж/(м³ · К).

$$v = Q_к/(1{,}2 \times \Delta t); \qquad (14\text{-}10)$$

$$\Delta t = Q_к/(1{,}2 \times v), \qquad (14\text{-}11)$$

где $Q_к$ — теплота, отведенная в конденсаторе, кВт; v — объемный расход воздуха, м³/с; 1,2 — постоянная воздуха, кДж/(м³·К).

Пример 14-4. Каков объемный расход циркулирующей воды, если нагрузка водяного конденсатора 45 кВт, а температура воды в конденсаторе повышается на 6 К.

Решение. Объемный расход воды определяем, применяя уравнение (14-6):

$$v = 45 \text{ кВт}/[4{,}19 \text{ кДж/(кг·К)} \times 6\text{К}] =$$

$$= 1{,}79 \text{ кг/с, или } 1{,}79 \text{ л/с.}$$

Пример 14-5. Нагрузка водяного конденсатора 26 кВт. Определить повышение температуры воды в конденсаторе, если расход воды, циркулирующей через конденсатор, составляет 1 л/с.

Решение. По уравнению (14-7) находим

$$\Delta t = 26 \text{ кВт}/[4{,}19 \text{ кДж/(кг·К)} \times 1 \text{ л/с}] =$$

$$= 6{,}2\text{К.}$$

Пример 14-6. При расходе воды 0,3 л/с через водяной конденсатор температура воды повышается на 7 К. Вычислить нагрузку конденсатора.

Решение. Согласно уравнению (14-6) нагрузка конденсатора составит

$$Q_к = 0{,}3 \text{ л/с} \times 4{,}19 \text{ кДж/(л·К)} \times 7 \text{ К} =$$

$$= 8{,}8 \text{ кВт.}$$

Пример 14-7. Нагрузка воздушного конденсатора 36 кВт. Требуемое повышение температуры воздуха в конденсаторе 10 К. Определить объемный расход воздуха (в м³/с), который должен циркулировать через конденсатор.

Решение. По уравнению (14-10) находим объемный расход воздуха

$$v = 36 \text{ кВт}/[1{,}2 \text{ кДж/(м³·К)} \times 10\text{К}] = 3 \text{ м³/с.}$$

Пример 14-8. Расход воздуха через воздушный конденсатор составляет 2 м³/с. Вычислить величину повышения температуры воздуха, обдувающего конденсатор, если нагрузка конденсатора 19,2 кВт.

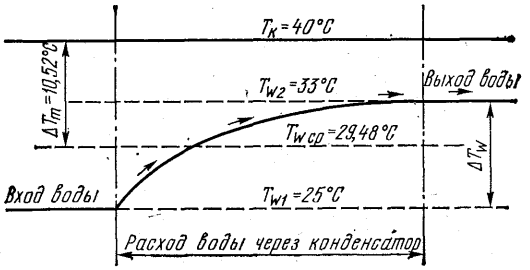


Рис. 14-1. Повышение температуры воды в конденсаторе:

$T_к$ — температура конденсации; ΔT_m — средняя эффективная разность температур; T_{w2} — температура воды на выходе; $T_{w\,cp}$ — средняя температура воды; T_{w1} — температура воды на входе; ΔT_w — повышение температуры в конденсаторе

Р е ш е н и е. Используя уравнение (14-11), находим

$$\Delta t = 19{,}2\ \text{кВт}/[1{,}2\ \text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}) \times 2\ \text{м}^3/\text{с}] = 8\text{К}.$$

Для данного конденсатора при постоянной его нагрузке температура конденсации хладагента зависит только от средней температуры охлаждающей среды, протекающей через конденсатор. Чем ниже средняя температура охлаждающей среды, тем ниже температура конденсации. Например, примем, что площадь поверхности и нагрузка конденсатора таковы, что средняя разность температур между хладагентом и охлаждающей средой равна 8°С. Если средняя температура охлаждающей среды 32°С, то температура конденсации $t_к = 32°C + 8°C = 40°C$, а если средняя температура охлаждающей среды 29°С, то температура конденсации $t_к = 29°C + 8°C = 37°C$.

Средняя температура охлаждающей среды обусловлена температурой воздуха на входе в конденсатор (рис. 14-1). При увеличении расхода охлаждающей среды ее средняя температура и температура конденсации снижаются. Расход охлаждающей среды через конденсатор определяется его размером и конструкцией. Если расход через конденсатор слишком мал, то поток будет ламинарным, а не турбулентным, и коэффициент теплопередачи будет низким. С другой стороны, если расход слишком велик, то снижение давления в конденсаторе становится избыточным, в результате чего резко повышается расход энергии, необходимой для циркуляции охлаждающей среды.

Конструкцию и площадь поверхности конденсатора, расход охлаждающей среды определяют на основе расчетной температуры конденсации.

Желательны низкие температуры конденсации, так как они повышают КПД компрессора и уменьшают потребляемую компрессором мощность. Однако это не означает, что большая площадь поверхности конденсации и высокий расход охлаждающей среды для обеспечения низкой температуры конденсации всегда создают наиболее практичные и экономичные условия работы установки. Необходимо учитывать также и другие факторы, которые влияют на площадь поверхности конденсатора и расход охлаждающей среды, например капиталовложения, наличие площади, мощность, потребляемую вентилятором или насосом для циркуляции охлаждающей среды. Кроме того, если охлаждающей средой является вода, которую затем сбрасывают в канализацию (см. с. 272—274), то необходимо учитывать ее наличие и стоимость.

Мощность, потребляемая вентилятором или насосом для циркуляции охлаждающей среды, возрастает с увеличением ее расхода. Если расход превосходит определенные пределы, то рост потребляемой мощности для циркуляции охлаждающей среды не компенсируется уменьшением мощности, потребляемой компрессором, вследствие более низкой температуры конденсации.

Очевидно, что оптимальным можно считать такой расход охлаждающей среды, при котором общие расходы на эксплуатацию холодильной установки будут минимальными. Они различны и зависят от условий работы каждой установки, ее размера, типа, интенсивности

загрязнения конденсатора, расчетных условий для данного района, а также таких практических вопросов, как стоимость и наличие воды, стоимость помещения, местные ограничения и др. Например, при работе низкотемпературной установки хороший КПД можно получить за счет низкой температуры конденсации. Следовательно, при одинаковой нагрузке конденсатора оптимальный расход охлаждающей среды обычно выше в низкотемпературной установке, чем в высокотемпературной. Кроме того, если температура охлаждающей среды на входе относительно высока, то требуется бóльшая площадь поверхности конденсатора и более высокий ее расход для обеспечения соответствующей температуры конденсации, чем в тех случаях, когда температура охлаждающей среды на входе более низкая.

Воздушные конденсаторы

Воздушный конденсатор может обдуваться как за счет естественной конвекции воздуха, так и принудительно с помощью вентилятора. Если циркуляция воздуха осуществляется вследствие естественной конвекции, то требуется его небольшое количество и относительно большая поверхность конденсатора. Конденсаторы с естественной конвекцией из-за ограниченной производительности используют только в небольших установках, в основном в домашних холодильниках и морозильниках.

Конденсаторы с естественной конвекцией обычно листотрубного типа или изготовлены из оребренных труб. В аппарате последнего типа ребра имеют бóльший шаг, в результате чего почти отсутствует сопротивление свободному движению воздуха, а также уменьшается возможность загрязнения конденсатора.

Конденсатор листотрубного типа монтируют на задней стенке холодильного шкафа таким образом, чтобы был образован канал, повышающий скорость циркуляции воздуха. Конденсатор из оребренных труб монтируют в вертикальном положении на задней стенке холодильного шкафа или под ним, располагая аппарат под углом. Независимо от типа конденсатора и места его монтажа необходимо холодильный шкаф располагать таким образом, чтобы воздух постоянно циркулировал через конденсатор. Не следует размещать холодильник вблизи источников теплоты, например печей.

Воздушные конденсаторы, в которых используют вентиляторы для принудительного воздушного охлаждения, делят на две группы в зависимости от места его расположения: монтируемые на раме и монтируемые отдельно.

Воздушный конденсатор, монтируемый на общей раме с компрессором и его приводом, становится, таким образом, составной частью компрессорно-конденсаторного агрегата с воздушным охлаждением (см. рис. 6-12 и рис. 14-2). Отдельный воздушный конденсатор обычно устанавливают на некотором расстоянии от компрессора в помещении или на открытых площадках. При монтаже в помещении необходимо предусмотреть подачу достаточного количества наружного воздуха к конденсатору (рис. 14-3). Если конденсатор монтируют в теплом помещении, например на чердаке котельной, то обязательно устраивают каналы подачи и отвода воздуха от конденсатора наружу. В по-

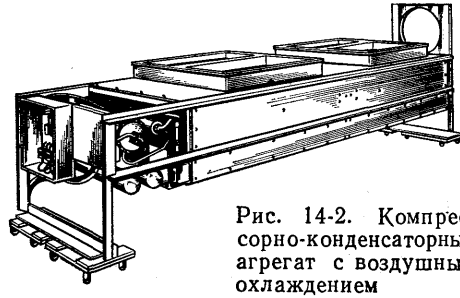


Рис. 14-2. Компрессорно-конденсаторный агрегат с воздушным охлаждением

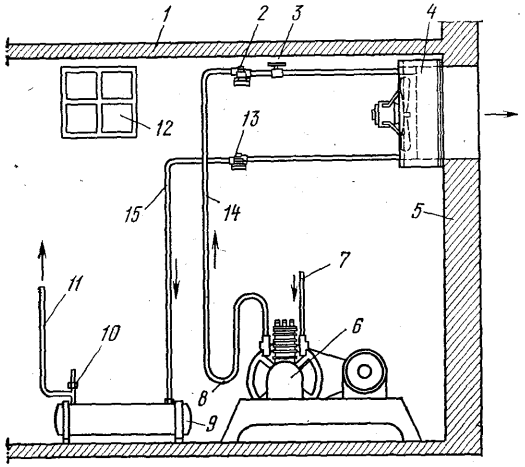


Рис. 14-3. Воздушный конденсатор, монтируемый в помещении:

1 — потолок;, *2, 10, 13* — запорные вентили; *3* — спускной вентиль; *4* — воздушный конденсатор; *5* — стена здания; *6* — компрессор; *7* — всасывающий трубопровод; *8* — отделитель; *9* — ресивер; *11* — жидкостная линия к испарителю; *12* — открытое окно для подачи свежего воздуха; *14* — нагнетательный трубопровод; *15* — жидкостная линия от конденсатора к ресиверу

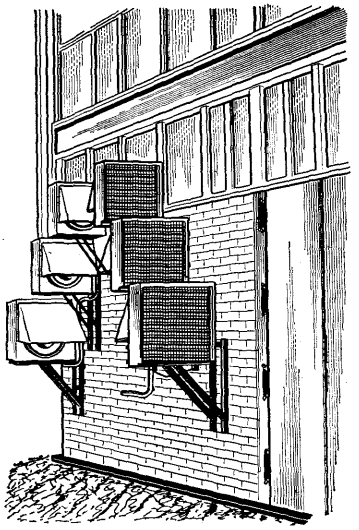


Рис. 14-4. Воздушные конденсаторы, смонтированные на наружной стене

мещениях монтируют только небольшие конденсаторы, так как для их охлаждения требуется значительное количество воздуха.

При монтаже вне здания воздушные конденсаторы могут быть установлены на земле, крыше или сбоку на стене. Наиболее распространенным является монтаж таких конденсаторов на крыше. На рис. 14-4 и 14-5 показаны типовые случаи монтажа воздушных конденсаторов на стене и крыше. Во всех случаях конденсатор должен быть ориентирован таким образом, чтобы преобладающее направление ветра в данном районе в летнее время способствовало работе вентилятора. При невозможности ориентации аппарата таким образом

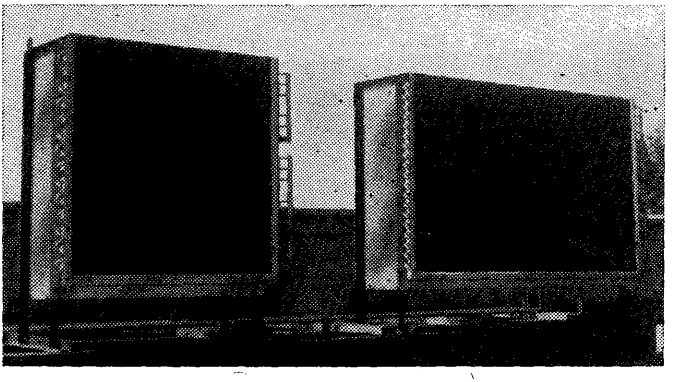


Рис. 14-5. Воздушные конденсаторы, смонтированные на крыше (левый конденсатор многосекционный)

следует устанавливать отражатели ветра на стороне подачи воздуха в конденсатор.

Воздушные конденсаторы выпускают различной конструкции для вертикального или горизонтального монтажа с производительностью от 1 до 500 кВт и более. Некоторые конденсаторы конструируют с двумя или бо́льшим количеством параллельных схем циркуляции хладагента. Их можно использовать для обслуживания нескольких неодинаковых холодильных установок, включая и такие, которые работают на различных хладагентах. Некоторые модели имеют секцию для переохлаждения жидкого хладагента. Для эффективной работы этой секции конденсаторы используют без ресивера в установке. Если ресивер применяют, то он должен быть смонтирован выше секции для переохлаждения жидкости.

Расход и скорость движения воздуха

В воздушном конденсаторе существует определенное соотношение между размером (площадью лобового сечения) конденсатора и количеством циркулирующего воздуха. В аппарате оптимальной конструкции скорость движения воздуха должна быть минимальной, обеспечивающей турбулентность потока и высокий коэффициент теплопередачи. Повышение скорости движения воздуха создает избыточное снижение давления в конденсаторе и увеличивает потребляемую вентилятором мощность.

Скорость движения воздуха через воздушный конденсатор зависит от площади его лобового сечения и количества циркулирующего воздуха:

$$\omega,\ \text{м/с} = V,\ \text{м}^3/\text{с} : F,\ \text{м}^2.$$

Скорость движения воздуха через воздушный конденсатор обычно составляет 2,5—6 м/с. Однако оптимальная скорость движения воздуха для данной конструкции лучше всего определяется экспериментом из-за большого количества имеющихся переменных величин. По этой причине большинство воздушных конденсаторов поставляется заводом с вмонтированными вентиляторами, и в них количество и скорость движения воздуха через конденсатор постоянны. Для обеспечения максимальной производительности воздушного конденсатора необходимо всегда тщательно следовать рекомендациям завода-изготовителя.

Определение номинальной производительности и выбор воздушного конденсатора

Номинальная производительность воздушного конденсатора обычно выражается в киловаттах. Если площадь поверхности и коэффициент теплопередачи заданы при изготовлении, то производительность любого конденсатора зависит только от средней разности между температурами воздуха и конденсирующегося хладагента. Большинство воздушных конденсаторов поставляется с вмонтированным вентилятором. Поэтому количество воздуха, обдувающего конденсатор, можно считать постоянным, а средняя температура воздуха, обдувающего конденсатор, меняется и зависит от температуры подаваемого воздуха по сухому термометру и нагрузки на конденсатор. В этих случаях производительность конденсатора прямо пропорциональна разности между температурой конденсирующегося хладагента и температурой воздуха, которая практически может быть от 6 до 22°С.

Большая разность между этими температурами характерна для высокотемпературных установок и для районов с относительно низкой наружной расчетной температурой по сухому термометру. В холодильных установках площадь поверхности конденсатора экономична, если при расчетной разности температур температура конденсации выше 43 и ниже 49°С. Если это положение использовать в качестве основы для

выбора конденсатора, то тогда расчетная разность температур, а следовательно, и поверхность конденсатора зависят от наружной расчетной температуры по сухому термометру. Чем выше температура по сухому термометру, тем бо́льший требуется конденсатор. Например, при температуре конденсации 43°С и температуре по сухому термометру 29°С можно выбрать конденсатор с разностью температур 14°С, а если температура по сухому термометру 32°С, то необходимо выбрать конденсатор с разностью температур 11°С, т. е. конденсатор бо́льшего размера.

Значения номинальной производительности воздушных конденсаторов, указанных в приложении 11, определены при разности температур 16°С. Для других расчетных значений разности температур величину нагрузки конденсатора следует умножить на соответствующий поправочный коэффициент, выбираемый в приложении 11.

Номинальную производительность воздушного конденсатора обычно рассчитывают по стандартной плотности воздуха (на уровне моря). Если конденсатор размещают на бо́льшей высоте, то величина общего количества отведенной конденсатором теплоты должна быть скорректирована в связи с более низкой плотностью воздуха. Для этого требуемую величину отводимой теплоты делят на соответствующий поправочный коэффициент, приведенный ниже.

Высота над уровнем моря, м	0	160	330	500	660	830	1000	1160
Поправочный коэффициент тепловой нагрузки	0,989	0,977	0,966	0,955	0,945	0,934	0,924	
Высота над уровнем моря, м	1330	1500	1660	1830	2000	2160	2310	2500
Поправочный коэффициент тепловой нагрузки	0,913	0,903	0,893	0,883	0,873	0,863	0,854	0,845

Пример 14-9. Сальниковый компрессор, работающий на R22, имеет холодопроизводительность 21 кВт при температуре кипения 5°С и температуре конденсации 49°С. Температура окружающей среды равна 35°С по сухому термометру. Выбрать воздушный конденсатор, чтобы его можно было расположить на высоте 1500 м.

Р е ш е н и е. По табл. 14-1 находим, что коэффициент отвода теплоты равен 1,2. Поправочный коэффициент для разности температур 14°С равен 1,14 (приложение 11). Поправочный коэффициент для высоты 1500 м составляет 0,903. Используя эти поправочные коэффициенты, находим нагрузку на конденсатор

$$Q_к = 21 \text{ кВт} \times 1{,}2 \times 1{,}14 : 0{,}903 = 31{,}8 \text{ кВт}.$$

В приложении 11 приведено, что конденсатор размера 8 имеет производительность 36,9 кВт, что удовлетворяет расчетным условиям, и действительная разность температур будет равна

$$\Delta t_{м.д} = \Delta t_{м.т}/Q_к = 14°\text{С} \times 31{,}8 \text{ кВт}/36{,}9 \text{ кВт} = 12{,}1°\text{С}.$$

Действительная температура конденсации при расчетных условиях $t_к = 35°\text{С} + 12{,}1°\text{С} = 47{,}1°\text{С}$.

Пример 14-10. Герметичный компрессор, охлаждаемый всасываемым паром R12, имеет холодопроизводительность 10,8 кВт при температуре кипения —7°С и температуре конденсации 43°С. Температура окружающей среды 32°С по сухому термометру. Подобрать воздушный конденсатор.

Р е ш е н и е. В табл. 14-2 находим коэффициент отвода теплоты, а в приложении 11 поправочный коэффициент для разности температур 11°С. Они соответственно равны 1,33 и 1,47. Применяя эти два поправочных коэффициента, определяем общее количество отведенной теплоты

$$Q_к = 10{,}8 \text{ кВт} \times 1{,}33 \times 1{,}47 = 21{,}1 \text{ кВт}.$$

В приложении 11 указано, что аппарат размера 5 имеет производительность 22 кВт, что удовлетворяет расчетным условиям.

Пример 14-11. Имеется 6 герметичных компрессоров, охлаждаемых всасываемым паром. Хладагент, расчетная температура и производительность компрессоров указаны в табл. 14-3. Расчетная температура окружающей среды равна 35°С. Подобрать многосекционный воздушный конденсатор.

Р е ш е н и е (основано на методике фирмы «Бон Алюминиум энд Брасс Компани»).

1. Данные потребителя даны в колонках 2, 3, 4, 5 табл. 14-3.

2. Выбрать в табл. 14-2 коэффициент от-

Решение примера 14-11

Номер схемы циркуляции	Хладагент	Расчетная разность температур, °С	Температура кипения, °С	Производительность компрессора, кВт	×	Коэффициент теплопередачи, Вт/(м²×К)	×	Поправочный коэффициент разности температур	=	Количество отведенной теплоты, кВт	:	Производительность одной трубной схемы конденсатора, кВт (см. приложение 12)	=	Количество требуемых трубных схем	Количество трубных схем в конденсаторе
1	2	3	4	5	×	6	×	7	=	8	:	9	=	10	11
1	R502	12	—7	3,3	×	1,36	×	1,33	=	5,97	:	5,50	=	1,09	1
2	R12	8	—23	4,8	×	1,50	×	2,00	=	14,40	:	5,33	=	2,70	3
3	R22	16	5	7,3	×	1,29	×	1,00	=	9,42	:	5,60	=	1,68	2
4	R12	8	—29	5,4	×	1,58	×	2,00	=	17,06	:	5,33	=	3,20	3
5	R12	10	—23	9,3	×	1,52	×	1,60	=	22,62	:	5,33	=	4,24	4
6	R502	10	—7	6,6	×	1,34	×	1,60	=	14,15	:	5,50	=	2,57	3
										83,62					16

вода теплоты при соответствующих температурах кипения и конденсации хладагента (температура конденсации равна температуре окружающей среды плюс расчетная разность температур).

3. Выбрать в приложении 11 поправочный коэффициент, соответствующий расчетной разности температур 16°С.

4. Перемножить величины в колонках 5, 6 и 7 на величину в колонке 8 табл. 14-3.

5. Сложить величины производительности в колонке 8 для получения общего количества отведенной теплоты (в кВт) при разности температур 16°С и по полученному значению выбрать аппарат соответствующего размера.

На основании величины производительности с учетом теплоотдачи шести компрессоров, равной 83,62 кВт при разности температур 16°С, по приложению 11 определяем, что минимальный по размеру аппарат для удовлетворения заданных условий, — это аппарат размера 21. Его производительность на R12 составляет 85,3 кВт. В приложении 11 указана производительность трубной секции при работе на R12, 22 и 502. В колонке 9 табл. 14-3 приведена производительность каждой трубной секции при работе на том или ином хладагенте.

Для определения количества трубных секций необходимо разделить величину в колонке 8 на величину в колонке 9 и найти соответствующее значение в колонке 10.

В табл. 14-3 указывается, что требуется 16 секций. По приложению 11 выбираем аппарат размера 21, который имеет 16 секций.

Если общее количество требуемых секций превышает количество секций, указанных в приложении 11, то необходимо принять несколько более высокую температуру конденсации (для одной или двух секций) или выбрать аппарат следующего размера.

Системы водоснабжения конденсаторов

Системы водоснабжения конденсаторов могут быть двух типов: со сбросовой водой и с рециркуляцией воды. В системах со сбросовой водой водоснабжение конденсатора обычно осуществляется из городского водопровода и после конденсатора вода сбрасывается в канализацию (рис. 14-6). В системах с рециркуляцией вода после конденсатора подается в градирню, где ее температура понижается до температуры на входе в конденсатор, после чего вода рециркулируется через конденсатор (рис. 14-7).

Естественно, что при сбросе воды в канализацию наличие и стоимость воды представляют собой важные факторы при определении количества воды,

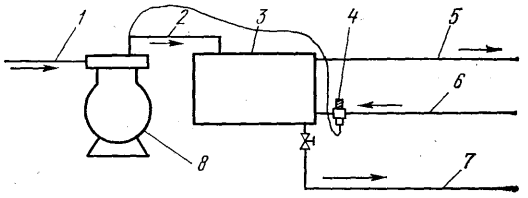


Рис. 14-6. Система со сбросом воды:
1 — всасывающий трубопровод; *2* — нагнетательный трубопровод; *3* — конденсатор; *4* — водорегулирующий вентиль; *5* — линия сброса теплой воды в канализацию; *6* — линия подачи холодной воды из городского водопровода; *7* — жидкостный трубопровод к ТРВ; *8* — компрессор

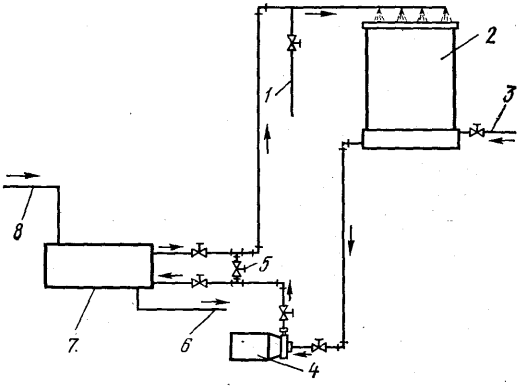


Рис. 14-7. Система с рециркуляцией воды:
1 — линия спуска воды; *2* — градирня; *3* — линия подачи свежей воды; *4* — насос; *5* — байпас; *6* — жидкостный трубопровод; *7* — конденсатор; *8* — нагнетательный трубопровод

циркулирующей через конденсатор, на единицу нагрузки.

Высокая стоимость водяных и канализационных систем, а также нехватка воды во многих районах ограничивает возможности применения систем со сбросом воды. Кроме того, во многих городах имеются строгие ограничения по использованию таких систем, в особенности если водоснабжение осуществляется из городского водопровода с последующим сбросом воды в систему канализации.

Определяя расход при повторном использовании охлаждающей конденсатор воды, необходимо учитывать мощность, требуемую для ее циркуляции. Опыт показывает, что наиболее экономичное соотношение между мощностью, потребляемой компрессором и насосом, и количеством воды обеспечивается при ее расходе 0,045—0,06 л/(с · кВт).

В некоторых случаях водоснабжение систем со сбросом осуществляется из колодца или близлежащих реки, озера, пруда. При определении оптимального расхода воды необходимо учитывать ее стоимость и потребляемую насосом мощность.

Количество проходящей через конденсатор воды определяет схему ее циркуляции в аппарате. При значительном расходе воды применяют конденсатор с большим числом ходов. Если расход воды незначителен, то количество ее ходов в конденсаторе меньше (рис. 14-8). На рис. 14-8, *а* две схемы циркуляции воды через конденсатор соединены последовательно. Вода в нем имеет низкий расход и больше нагревается. Вода поступает через патрубок *3* и выходит через патрубок *2*, а отверстие *1* заглушено. На рис. 14-8, *б* две схемы циркуляции воды соединены параллельно. В конденсаторе расходуется большее количество воды, которая в нем незначительно нагревается. Вода входит через патрубок *3* и выходит через патрубок *2*.

Интересно отметить, что перепад давления в схеме циркуляции, показанной

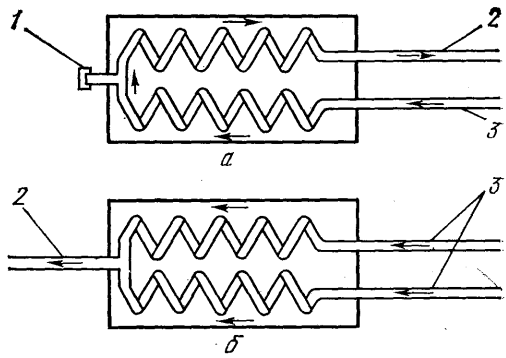


Рис. 14-8. Соединение змеевиков в конденсаторе для циркуляции воды:
а — последовательное; *б* — параллельное: *1* — заглушка; *2* — выходной патрубок; *3* — входной патрубок

на рис. 14-8, *б*, в 8 раз меньше перепада давления в схеме, приведенной на рис. 14-8, *а*. Однако в связи с более высокой скоростью движения воды в схеме на рис. 14-8, *а* коэффициент теплопередачи несколько больше, и площади поверхности конденсатора для обеспечения той же производительности требуется меньше[1].

При разработке схемы циркуляции воды через конденсатор необходимо обращать особое внимание на скорость движения потока воды и перепад давления в конденсаторе. Во всех случаях при минимально допустимой скорости движения должен быть обеспечен турбулентный поток и высокий коэффициент теплопередачи. Перепад давления в конденсаторе повышается с увеличением скорости движения потока воды. По этой причине максимально возможная скорость движения потока обычно определяется допустимым перепадом давления[2].

В системе со сбросом воды, в которой вода проходит через конденсатор принудительно, перепад давления в конденсаторе не является определяющим фактором, а характер движения потока воды в этой системе турбулентный. В таких случаях рекомендуется создавать высокие скорости движения воды для получения большого коэффициента теплопередачи. Если вода подается насосом, то высокий перепад давления в конденсаторе увеличивает напор и потребляемую насосом мощность. Исходя из этого, в системах с рециркуляцией оптимальной является такая скорость движения потока воды, при которой создается наиболее экономичное соотношение между коэффициентом теплопередачи и низким напором.

Интенсивность образования накипи

При выборе водяного конденсатора необходимо учитывать также фактор образования накипи на внутренней поверхности труб. Это в основном минеральные вещества, которые осаждаются из воды. Накипь в трубе не только снижает коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности трубы, но уменьшает ее сечение, сокращая тем самым расход воды. Оба эти явления вызывают значительное повышение давления конденсации.

В целом интенсивность образования накипи в трубе зависит от качества воды (с точки зрения количества находящихся в ней примесей); температуры конденсации; частоты очистки труб при эксплуатации.

Большинство заводов-изготовителей указывают номинальную производительность водяных конденсаторов с чистыми трубами, а также с несколькими ступенями образования накипи в трубах (см. коэффициенты, учитывающие образование накипи для различных видов воды, в табл. 14-4). Эти коэффициенты характеризуют величину снижения коэффициента теплоотдачи в результате отложения накипи. При выборе водяного конденсатора необходимо пользоваться коэффициентом накипи, равным 0,0005. Не следует выбирать конденсатор, производительность которого дана с учетом чистых труб. Однако если температура конденсации низкая (температура воды на выходе менее 38°С), а трубы конденсатора будут часто очищаться, то можно выбрать в табл. 14-4 более низкое значение коэффициента накипи. Использование коэффициента накипи рассматривается в данной главе ниже.

---

[1] Перепад давления увеличивается пропорционально квадрату скорости. Если длина каждой параллельной схемы циркуляции равна только половине длины одной схемы, то перепад давления в параллельных схемах составит $^1/_8$ от перепада в последовательной схеме при одинаковом общем расходе в обоих случаях.

[2] Повышенная скорость движения потока обычно вызывает эрозию труб, в особенности в местах изменения направления движения потока. Поэтому скорость движения потока должна быть ниже 3 м/с.

Таблица 14-4

Коэффициенты накипи при температуре воды ниже 52°С

Вода	Скорость движения потока воды, м/с	
	менее 1	более 1
Морская	0,0005	0,0005
Солоноватая	0,002	0,001
Из градирни и искусственного брызгального бассейна		
обработанная	0,001	0,001
необработанная	0,003	0,003
Из городского водопровода или колодезная	0,001	0,001
Озерная	0,001	0,001
Речная		
минимум	0,002	0,001
максимум	0,008	0,006
Мутная или илистая	0,003	0,002
Жесткая (более 16 мг/л)	0,003	0,002
Из рубашки двигателей	0,001	0,001
Дистиллированная	0,0005	0,0005

Водяные конденсаторы

Водяные конденсаторы выпускают трех основных типов: двухтрубные, кожухозмеевиковые и кожухотрубные.

Двухтрубный конденсатор состоит из двух труб, смонтированных одна в другой (рис. 14-9). Вода проходит через внутреннюю трубу, а хладагент течет в противоположном направлении в пространстве между внутренней и внешней трубами. В этой конструкции хладагент в основном охлаждается водой, а также в некоторой степени и воздухом. Противоток сред всегда полезен в любом типе теплообменника, так как создается максимальная средняя разность температур между средами и, следовательно, максимальная интенсивность теплопередачи.

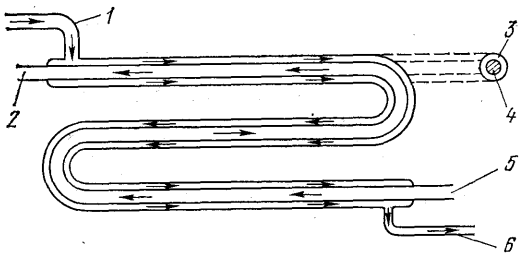


Рис. 14-9. Двухтрубный водяной конденсатор:
1 — вход пара хладагента; *2* — выход воды; *3* — хладагент; *4* — вода; *5* — вход воды; *6* — выход жидкого хладагента

Несколько типов двухтрубных конденсаторов представлено на рис. 14-10, *а*, *б* и 14-11, *а*, *б*. Трубы конденсатора (рис. 14-11) очищаются механически при снятых концевых вставках или за счет циркуляции химических растворов через них (см. с. 293—294).

При наличии водорегулирующего вентиля (см. с. 286—287) двухтрубный конденсатор является отличным «бустерным» конденсатором в период пиковой нагрузки для совместного использования с воздушным конденсатором. Водорегулирующий вентиль регулируют для открывания и подачи воды через конденсатор, когда давление конденсации повысилось до заданного, в результате чего количество расходуемой воды относительно невелико.

Кожухозмеевиковый конденсатор состоит из одного или большего количества гладкотрубных или оребренных змеевиков, находящихся в сварном стальном кожухе (см. рис. 14-8). Охлаж-

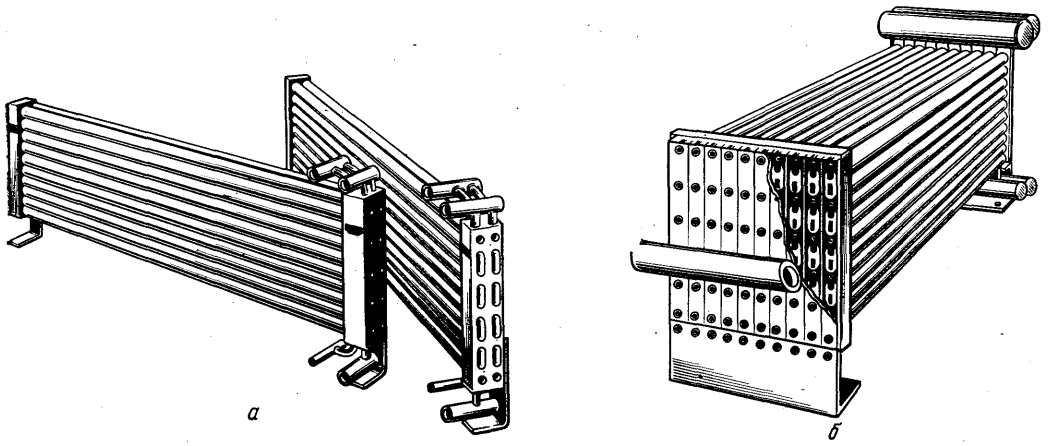


Рис. 14-10. Двухтрубные конденсаторы с механически очищаемыми трубами

дающая вода циркулирует через змеевики, а хладагент — через кожух. Горячий пар хладагента подается в кожух сверху и конденсируется при контакте с водяными змеевиками. Сконденсированный хладагент стекает со змеевиков на дно кожуха, который часто служит ресивером. Необходимо предотвратить перезарядку системы хладагентом, так как при избыточном накоплении жидкость в конденсаторе покрывает слишком большую теплопередающую поверхность, что вызывает повышение температуры и давления конденсации.

В большинстве кожухозмеевиковых конденсаторов схема подачи воды разделена на две части, которые соединены последовательно в системах со сбросом воды (рис. 14-8, *а*) и параллельно в ре-

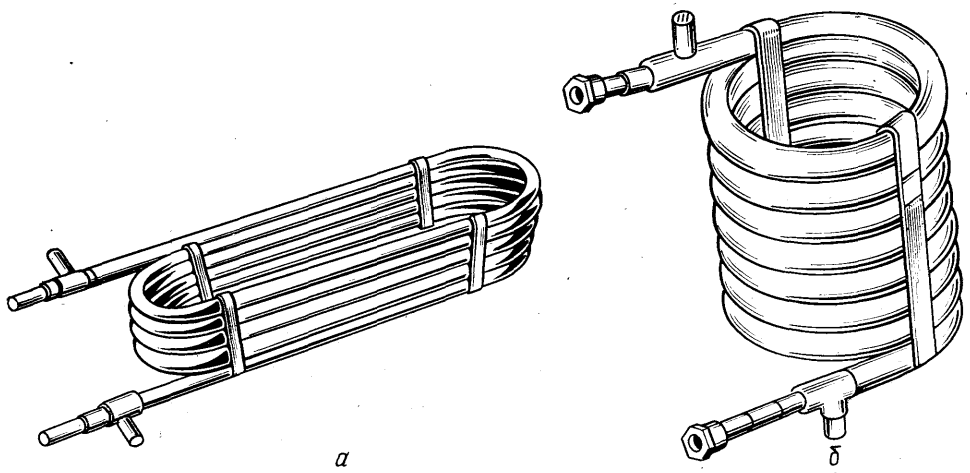


Рис. 14-11. Типовые конфигурации двухтрубных конденсаторов:
а — овальный; *б* — спиральный

циркуляционных системах (рис. 14-8,*б*) Как правило, кожухозмеевиковые конденсаторы используют в небольших установках производительностью до 35 кВт. Кожухозмеевиковые конденсаторы очищаются посредством циркуляции химического раствора через водяные змеевики.

Кожухотрубный конденсатор состоит из цилиндрического стального кожуха, в котором прямые трубы расположены параллельно, концы которых развальцованы в трубных решетках. Конструкция такого конденсатора почти подобна конструкции затопленного кожухотрубного испарителя. Охлаждающая вода проходит по гладким или оребренным трубам, которые изготовлены из стали или меди. Хладагент поступает в стальной кожух между трубными решетками. Вода циркулирует в кольцевом пространстве между трубными решетками и крышками, причем последние имеют перегородки для направления потока воды через трубы. Расположение этих перегородок определяет количество ходов воды через конденсатор. Количество ходов может быть от двух до двадцати.

Число труб в одном ходу обратно пропорционально количеству ходов. Например, если в конденсаторе имеется 40 труб и только два хода, то количество труб в одном ходу равно 20, а если имеется 4 хода, то количество труб в одном ходу составляет 10.

Необходимо отметить, что при одинаковом количестве труб и расходе воды в двух конденсаторах с различным количеством ходов скорость движения потока воды в 4 раза выше и перепад давления в конденсаторе в 8 раз больше в четырехходовом конденсаторе, чем в двухходовом. При более высокой скорости движения потока коэффициент теплопередачи выше в четырехходовом конденсаторе, и при данной производительности требуется меньшая площадь поверхности. Однако мощность, необходимая для циркуляции воды, в том конденсаторе будет больше из-за высокого перепада давления. Следовательно, в системе со сбросом воды лучше использовать четырехходовой конденсатор, а в рециркуляционной системе — двухходовой. Данный пример приведен только для иллюстрации принципов проектирования, но это не означает, что нежелательно применение четырехходового конденсатора в рециркуляционной системе.

Кожухотрубные конденсаторы выпускают производительностью от 7 до нескольких сотен киловатт и более. Диаметр кожуха 100—1500 мм, а длина труб 1000—6500 мм. Количество и диаметр труб зависят от диаметра кожуха. Трубы могут быть диаметром от 16 до 50 мм, а количество труб в конденсаторе колеблется от 6—8 шт. до нескольких тысяч. Крышки конденсаторов съемные для механической очистки водяных труб.

В больших аммиачных установках иногда применяют одноходовые вертикальные кожухотрубные конденсаторы. Конструкция вертикального кожухотрубного конденсатора подобна конструкции вертикального кожухотрубного испарителя, показанного на рис. 11-41. В вертикальном конденсаторе водяной бак для подачи воды к трубам расположен сверху, а бак для сбора и спуска воды — снизу. Каждая труба снабжена сверху распределителем, который придает струе воды вращательное движение для соответствующего смачивания трубы. Горячий пар хладагента обычно подается в кожух в середине конденсатора, а жидкий хладагент выходит из конденсатора около нижней трубной решетки. Вертикальные кожухотрубные конденсаторы имеют высоту от 4 до 6 м. Трубы можно очищать механическим способом даже в процессе работы системы, что делает эти конденсаторы идеальными для установок, в которые подается вода плохого качества или в которых условия работы вызывают интенсивное образование накипи.

Определение номинальной производительности и выбор водяных конденсаторов

Значение производительности конденсаторов приведено в приложении 12 при температуре конденсации 39 и 40°С, нагреве воды 10 и 5°С и коэффициенте накипи 0,0005.

Если условия эксплуатации другие, то при выборе соответствующего конденсатора необходимо иметь в виду следующее.

Конденсаторы нельзя выбирать с массовым расходом воды через трубу менее 0,032 л/с, так как иначе создается ее ламинарное движение вместо турбулентного. Вместе с тем массовый расход воды не должен превышать 2,6 м/с, т. е. 0,363 л/с.

Для выбора конденсатора необходимо знать производительность компрессора, кВт; температуру кипения; температуру конденсации; температуру воды на входе; температуру воды на выходе; вид воды или заданный коэффициент накипи.

Затем необходимо выполнить следующее.

1. Определить производительность конденсатора (в кВт) с учетом коэффициента (см. табл. 14-1).

2. Определить величину повышения температуры и расход воды (в л/с на 1 кВт производительности). При наличии одного из этих показателей другой вычисляют по уравнению (14-7) или (14-8) и приложению 12.

3. Рассчитать разности температур между температурой конденсации и температурами воды на входе и выходе и выбрать среднюю эффективную разность температур в табл. 11-1.

4. Выбрать предварительно диаметр кожуха конденсатора в приложении 12 с учетом производительности, вычисленной в пункте 1. Определить количество труб в одном ходу и расход воды (в л/с) через одну трубу, использовав результаты расчетов пункта 2.

5. Выбрать коэффициент накипи по табл. 14-4. Наиболее распространенным коэффициентом является 0,0005, но необходимо помнить, что при выборе коэффициента накипи нужно иметь в виду требуемую периодичность очистки.

6. Определить на графике 1 приложения 12 коэффициент теплопередачи при данном расходе воды через трубу (см. пункт 4) и коэффициенте накипи (см. пункт 5).

7. Вычислить требуемую площадь поверхности конденсатора (в м^2) с помощью следующей формулы:

$$F = Q_к \cdot 1000/(K\Delta t_m).$$

8. Выбрать площадь поверхности конденсатора по приложению 12. Диаметр кожуха был определен предварительно (см. пункт 4).

9. Произвести последнюю проверку правильности выбора. Используя значения расхода воды (в л/с) через каждую трубу, вычисленное в пункте 4, и номинальной длины трубы, указанной в приложении 12 (для модели, выбранной в пункте 8), определить перепад давления воды в конденсаторе, используя график 2 приложения 12.

Пример 14-12. Выбрать конденсатор, работающий на хладагенте R12, для следующих условий: производительность компрессора (сальникового) 105 кВт; температура конденсации 38°С; температура кипения —1°С; расход относительно чистой речной воды 0,036 л/(с·кВт); температура воды 25°С; максимальная длина трубы 3 м; максимальный перепад давления воды 60 кПа.

Р е ш е н и е. 1. В табл. 14-1 находим, что коэффициент отвода теплоты при температуре кипения —1°С и температуре конденсации 38°С равен 1,17. Производительность конденсатора $Q_к$ = 105 кВт × 1,17 = = 122,9 кВт.

2. Общий расход воды составит 122,9 кВт × 0,036 л/(с·кВт) = 4,42 л/с. По уравнению (14-7) определяем, что при расходе 0,036 л/(с·кВт)

$$\Delta t = 122{,}9 \text{ кВт}/[4{,}19 \text{ кДж (кг·К)} \times$$

$$\times 4{,}42 \text{ л/с}] = 6{,}64°\text{С}.$$

Температура воды на выходе равна 25°С + + 6,64°С = 31,64°С.

3. Разность между температурами конденсации и воды на входе 38°С — 25°С = = 13°С.

Разность между температурами конденсации и воды на выходе 38°С — 31,64°С = = 6,36°С.

По табл. 11-1 находим, что средняя эффективная разность температур равна 9,29°С.

4. Обратимся к приложению 12. Применение четырехходового конденсатора экономично при температуре воды на входе 25°С и температуре воды на выходе 35°С. Обратите внимание, что, вероятно, потребуется кожух с размером 10. Конденсатор с кожухом этого размера имеет 60 труб.

Расход воды (в л/с) через трубу

$$v_{тр} = vn/z = 4{,}42 \cdot 4/60 = 0{,}295 \text{ л/с},$$

где v — общий расход, л/с; n — количество ходов; z — количество труб в конденсаторе.

5. По табл. 14-4 находим коэффициент накипи. Он равен 0,001 для чистой речной воды при скорости движения более 1 м/с.

6. На графике 1 приложения 12 находим, что коэффициент теплопередачи при расходе воды через трубу 0,295 л/с и коэффициенте накипи 0,001 равен 635 Вт/(м²·К).

7. Требуемая площадь поверхности в конденсаторе будет

$$F = Q_к \cdot 1000/(K\Delta t_m) = 122{,}9 \text{ кВт} \times$$
$$\times 1000/[635 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \times 9{,}29\text{К}] = 20{,}83 \text{ м}^2.$$

8. По приложению 12 выбираем конденсатор модели 10-2.4 с четырьмя ходами, имеющий наружную площадь поверхности труб 21,3 м².

9. Перепад давления воды определяем по графику 2 приложения 12. Обратите внимание, что перепад давления в трубах конденсатора модели 10-2,4 в четырехходовом исполнении равен 54 кПа.

Упрощенный расчет номинальной производительности

Для большинства воздушных и водяных конденсаторов, в особенности аппаратов меньших размеров, можно выполнить упрощенные расчеты номинальной производительности на основе мощности привода компрессора. Мощность, потребляемая компрессором, зависит от нагрузки испарителя, степени сжатия пара хладагента в компрессоре и является показателем нагрузки конденсатора при всех рабочих условиях.

ГРАДИРНИ

Градирни — это аппараты для охлаждения воды. Теплая вода из конденсатора перекачивается в верхнюю часть градирни, откуда она сбрасывается в поддон или разбрызгивается в ее корпусе. Температура воды при этом понижается, так как она отдает теплоту воздуху, циркулирующему через градирню.

В градирне имеет место передача сухой теплоты от воды к воздуху, однако в основном охлаждение в градирне является результатом испарения части воды при ее движении вниз. Теплота, требуемая для испарения части воды, отводится из остающейся массы воды, в результате чего температура этой массы понижается. Образующийся пар уносится из градирни потоком циркулирующего воздуха. Температура и влагосодержание воздуха в градирне повышаются, вследствие чего эффективность градирни зависит в значительной степени от температуры воздуха по влажному термометру на входе. Чем ниже температура воздуха по влажному термометру на входе, тем выше эффективность градирни.

Другими факторами, влияющими на производительность градирни, являются величина открытой водной поверхности и время, в течение которого она остается открытой, скорость циркуляции воздуха через градирню, направление потока воздуха относительно открытой поверхности воды (параллельный ток, противоток, поперечный ток).

Открытую водную поверхность составляют площадь водной поверхности в резервуаре градирни, все смачиваемые поверхности в градирне, общая поверхность капель воды, падающих в градирню.

Теоретически минимальная температура, до которой можно охладить воду в градирне, — это температура воздуха по влажному термометру на входе. Однако невозможно практически охладить

воду до температуры воздуха по влажному термометру. В большинстве случаев температура воды на выходе из градирни будет на 4—5,5°С выше температуры воздуха по влажному термометру на входе. Кроме того, воздух, выходящий из градирни, никогда не будет в состоянии насыщения.

Разность между температурой воды на выходе из градирни и температурой воздуха по влажному термометру на входе характеризует способность градирни охлаждать воду. В целом при всех прочих равных условиях, чем бо́льшее количество воды циркулирует в градирне, тем ближе температура воды на выходе приближается к температуре воздуха по влажному термометру. Однако количество воды, которое может проходить через градирню, несколько ограничивается с экономической точки зрения потребляемой насосом мощностью.

Естественно, что для поддержания равновесия в водяной системе конденсатора величина понижения температуры воды при прохождении через градирню (разность между температурами воды на входе и выходе) всегда должна быть равна величине повышения температуры воды в конденсаторе. Исключением из этого правила является случай, когда конденсатор снабжен байпасным трубопроводом (см. с. 283).

Нагрузка на градирню зависит от расхода воды через нее и температуры воды на входе и выходе. Нагрузку можно рассчитать по уравнению

$$Q_{гр} = vc\,(t_{вд\,1} - t_{вд\,2}), \qquad (14\text{-}12)$$

где $Q_{гр}$ — нагрузка на градирню, кВт; v — расход воды, л/с; c — удельная теплоемкость воды, $c = 4{,}19$ кДж/(кг·К); $t_{вд1}$ — температура воды на входе, °С; $t_{вд2}$ — температура воды на выходе, °С.

Пример 14-13. Определить приблизительную нагрузку на градирню, если температура воды на входе и выходе соответственно равна 30 и 36°С, а расход воды в градирне составляет 2 л/с.

Р е ш е н и е. Применяя уравнение (14-12), находим нагрузку на градирню

$$Q_{гр} = 2\ л/с \times 4{,}19\ кДж/(кг \cdot К) \times (36°С - 30°С) = 50{,}3\ кВт.$$

Нагрузка на градирню равна нагрузке на конденсатор, и поэтому ориентировочно холодопроизводительность установки вычисляют делением нагрузки на градирню на удельную нагрузку на конденсатор (в кВт на 1 кВт холодопроизводительности) при соответствующих рабочих условиях.

Пример 14-14. Определить приблизительно производительность холодильной установки с сальниковым компрессором, соединенной с градирней (параметры ее работы см. в примере 14-13), если температура кипения и конденсации соответственно равны —18 и 38°С

Р е ш е н и е. В табл. 14-1 находим коэффициент отвода теплоты. Он равен 1,28. Поэтому удельная нагрузка на конденсатор составит 1 кВт × 1,28 = 1,28 кВт (на 1 кВт холодопроизводительности). Приблизительная производительность установки равна

$$Q_0 = Q_{гр}/q_к = 50{,}3\ кВт : 1{,}28\ кВт/кВт = 39{,}3\ кВт,$$

где $Q_{гр}$ — общая нагрузка на градирню, кВт; $q_к$ — удельная нагрузка на конденсатор, кВт/кВт.

Один килограмм испарившейся воды поглощает примерно 2260 кДж теплоты. Следовательно, принимая, что нагрузка на конденсатор равна 1,25 кВт на 1 кВт холодопроизводительности, количество воды, испарившейся в градирне, для получения 1 кВт холода в испарителе составит примерно 0,553 г/с, или 2 л/ч.

Кроме испарения вода теряется из градирни при уносе и спуске. Незначительное количество воды уносится в виде небольших капелек воздухом, циркулирующим через градирню. Величина потерь при уносе зависит от конструкции градирни и скорости ветра.

Постоянный или прерывистый спуск определенного количества циркулирующей воды необходим для предотвращения повышения концентрации растворенных минеральных веществ и других примесей в охлаждающей конденсатор воде. При отсутствии спуска концен-

трация растворенных минеральных веществ в воде, охлаждающей конденсатор, быстро повышается в результате процесса испарения части воды в градирне. Интенсивность образования накипи зависит от качества воды (при увеличении концентрации минеральных веществ в воде повышается также интенсивность образования накипи).

Величина охлаждения, °С	3,5	4,2	5,5	8,2	11
Величина спуска воды, %	0,15	0,22	0,33	0,54	0,75

Для определения потерь воды в результате спуска необходимо умножить величину расхода воды через градирню на указанную величину спуска воды.

Пример 14-15. Определить количество воды, теряемой при спуске, если ее расход через градирню равен 2 л/с, а величина охлаждения составляет 5,5°С.

Решение. Из данных, приведенных выше, находим, что требуемая величина спуска равна 0,33%, следовательно, количество воды, теряемой при спуске, составляет $v = 2$ л/с $\times$ 0,0033 $=$ 0,0066 л/с $=$ 24 л/ч.

Трубопровод спуска должен быть присоединен к трубопроводу подачи теплой воды на входе в градирню, в результате чего вода выпускается только при работе насоса (см. рис. 14-7).

Свежая вода для замещения теряемой при испарении, уносе и спуске подается в бак градирни через поплавковый вентиль, который поддерживает в нем постоянный уровень.

Конструкции градирен

Градирни могут быть с естественной и принудительной циркуляцией воздуха. В градирне с принудительной циркуляцией воздуха имеется вентилятор для перемещения воздуха. Эти градирни могут быть подразделены на аппараты со всасывающим или нагнетательным вентилятором. Схема брызгальной градирни с естественной циркуляцией воздуха показана на рис. 14-12, схемы градирен со всасывающим и нагнетательным вентиляторами — на рис. 14-13 и на рис. 14-14.

Количество спускаемой воды для поддержания концентрации растворенных минеральных веществ на должном уровне зависит от величины охлаждения, расхода и начального состояния воды. Ниже приведены рекомендуемые величины спуска воды при различных величинах охлаждения.

В брызгальной градирне с естественной циркуляцией воздуха теплая вода перекачивается из конденсатора в коллектор градирни, откуда она разбрызгивается через форсунки. Величина

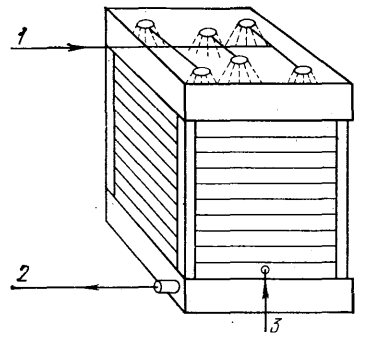


Рис. 14-12. Градирня с естественной циркуляцией воздуха:
1 — вход теплой воды; *2* — выход охлажденной воды; *3* — свежая вода из городского водопровода

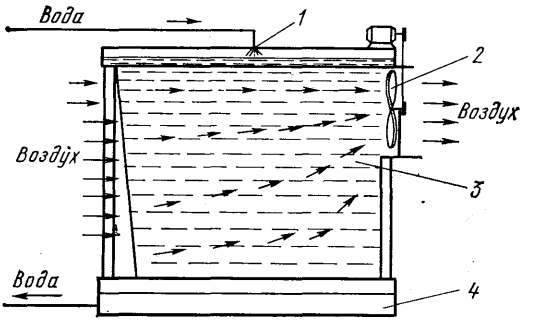


Рис. 14-13. Небольшая градирня со всасывающим вентилятором:
1 — распределитель воды; *2* — вентилятор; *3* — насадка; *4* — водяной бак

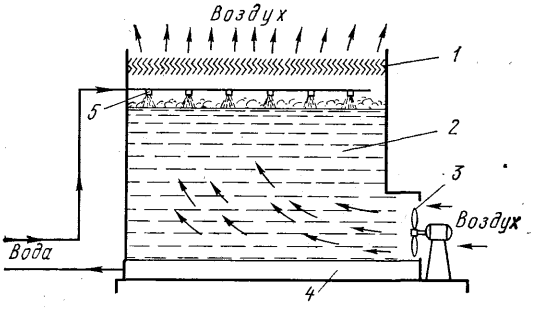


Рис. 14-14. Градирня с нагнетательным вентилятором:
1 — отбойники брызг; *2* — деревянная насадка; *3* — вентилятор; *4* — водяной бак; *5* — форсунка

площади открытой водной поверхности зависит в основном от устройства для разбрызгивания воды. Хорошее разбрызгивание воды, проходящей через форсунки, происходит при перепаде давления в них 50—75 кПа и создает условия для эффективной работы градирни.

Некоторые градирни с естественной циркуляцией воздуха имеют насадку (обычно из красного дерева) для увеличения смачиваемой площади поверхности в градирне, а также для улучшения разбрызгивания и замедления падения капель воды в резервуар градирни. Градирни с естественной циркуляцией воздуха называются брызгальными градирнями с насадкой. В таких градирнях часто нет разбрызгивающих форсунок и капли образуются при ударе воды о насадку.

Количество и скорость движения воздуха, проходящего через градирню с естественной циркуляцией, а также и величина уноса воды зависит от скорости ветра. Градирни с естественной циркуляцией воздуха необходимо монтировать на открытом воздухе в местах, где воздух под действием ветра свободно продувается через них. Промышленные градирни часто монтируют на крыше здания.

Воздух циркулирует через градирни с принудительной циркуляцией под действием вентилятора. Поэтому небольшие градирни этого типа могут быть смонтированы на открытом воздухе или в помещении, если соответствующее количество наружного воздуха подается и выводится из него. В связи с тем что циркулирует бо́льшее количество воздуха с более высокой скоростью, производительность градирни с принудительной циркуляцией воздуха на единицу физического объема значительно выше, чем градирни с естественной циркуляцией воздуха. Кроме того, большинство градирен с принудительной циркуляцией воздуха имеют насадку для еще большего повышения КПД. В градирнях с принудительной циркуляцией необходимо применять отбойники брызг для уменьшения потерь воды.

Определение номинальной производительности и выбор градирни

В приложении 13 приведены номинальные значения производительности брызгальных градирен с естественной циркуляцией воздуха (см. рис. 14-12). Обратите внимание, что значения номинальной производительности градирни даны в киловаттах (за основу принята производительность градирни 1,25 кВт на 1 кВт холодопроизводительности испарителя) при скорости ветра 4,8 км/ч, расчетной температуре по влажному термометру 26,5°С и расходе воды через градирню 0,072 л/с (на 1 кВт холодопроизводительности). Производительность градирни при условиях, отличных от указанных в приложении 13, определяют с помощью таблицы поправок.

При выборе градирни по приложению 13 необходимо иметь следующие данные: производительность испарителя (компрессора) (в кВт); расчетная температура по влажному термометру; требуемая температура воды на выходе (или температура воды на входе в конденсатор или разность между температурой воды на выходе из градирни

и температурой воздуха на входе по влажному термометру).

Можно воспользоваться следующими данными: требуемый расход воды через градирню (в л/с); расчетная температура по влажному термометру; требуемая температура воды на входе и выходе (величина охлаждения воды в градирне и высота зоны охлаждения).

Пример 14-16. Выбрать в приложении 13 градирню, если известны следующие условия: холодопроизводительность компрессора 70 кВт; расчетная температура по влажному термометру 25,5°С; требуемая температура воды на выходе 30°С.

Р е ш е н и е. Выбираем в приложении 13 градирню модели СА-66, которая имеет производительность 72,8 кВт. Расход воды через градирню равен 0,054 л/с на 1 кВт холодопроизводительности. Следовательно, при холодопроизводительности 70 кВт необходимо подавать 3,78 л/с (70 × 0,054) воды через градирню. В приложении 13 указано, что температура воды на входе составляет примерно 35,5°С.

Байпасная линия конденсатора

При работе градирни температура воды на выходе зависит только от температуры воздуха по влажному термометру. Уже указывалось, что чем больше воды циркулирует через градирню (на 1 кВт холодопроизводительности), тем температура воды на выходе ближе к температуре по влажному термометру. Поэтому в районах с высокой температурой по влажному термометру обычно необходимо подавать бо́льшее количество воды через градирню, однако это приводит к избыточному напору, создаваемому насосом. В связи с этим у конденсатора монтируют байпасную линию, как показано на рис. 14-7. С помощью этой линии определенное заданное количество воды, проходящей через градирню, байпасирует линию конденсатора и напор снижается.

Преимущество байпасной линии конденсатора заключается в возможности поддержания соответствующей температуры конденсации при умеренных размерах конденсатора и градирни без значительного увеличения напора. Количество воды, циркулирующей через байпасную линию, регулируется ручным вентилем. Когда ручной вентиль настроен на соответствующий расход в байпасной линии, с него снимают маховик для предотвращения случайного нарушения регулировки. Избыточное количество воды, протекающей через байпасную линию, не только является причиной недостаточной подачи ее в конденсатор и повышения давления конденсации, но и приводит к перегрузке электродвигателя насоса, в результате чего вся система может выйти из строя. Требуемый расход воды через байпасную линию определяют вычитанием величины расхода воды через конденсатор из величины расхода воды через градирню. Это объяснено ниже на примере.

Производительность градирни обязательно должна быть равна производительности конденсатора при расчетных условиях, вследствие чего:

$$v_{гр}\,\Delta t_{гр} c_{вд} = v_{к}\Delta t_{к} c_{вд},$$

где $v_{гр}$ — расход воды в градирне, л/с; $\Delta t_{гр}$ — разность температур на входе и выходе из градирни, °С; $v_{к}$ — расход воды через конденсатор, л/с; $\Delta t_{к}$ — подогрев воды в конденсаторе, °С; $c_{вд}$ — удельная теплоемкость воды, $c_{вд} = 4{,}19$ кДж/(кг·К).

Исключая постоянную величину $c_{вд}$, получим

$$v_{гр}\Delta t_{гр} = v_{к}\Delta t_{к}. \qquad (14\text{-}13)$$

Пример 14-17. Компрессор холодильной установки имеет производительность 85 кВт. Расчетная температура воздуха по влажному термометру 26,5°С. Требуемая температура воды на входе в конденсатор 30,5°С, а повышение температуры в конденсаторе составляет 5,5°С. Выбрать градирню в приложении 13 и определить расход воды через градирню (в л/с); температуру воды на входе в градирню; величину охлаждения воды в градирне; температуру воды на выходе из конденсатора; расход воды через конденсатор (в л/с); расход воды через байпасную линию (в л/с).

Р е ш е н и е. В приложении 13 находим, что градирня модели СА-58 имеет произ-

водительность 87,9 кВт при температуре 26,5°С по влажному термометру, разности между температурой воды на выходе из градирни и температурой воздуха на входе по влажному термометру 4°С, при расходе воды 0,072 л/с (на 1 кВт холодопроизводительности) и величине охлаждения воды 4,2°С (34,7°С — 30,5°С).

Расход воды через градирню производительностью 85 кВт $v_{гр} = 85$ кВт $\times$ $\times$ 0,072 л/(с·кВт) = 6,12 л/с.

В приложении 13 находим, что температура воды на входе в градирню равна 34,7°С. Величина охлаждения воды в градирне составляет 34,7°С — 30,5°С = 4,2°С, температура воды на выходе из конденсатора равна 30,5°С + 5,5°С = 36°С.

Применяя уравнение (14-13), находим расход воды через конденсатор

$$v_к = v_{гр}\Delta t_{гр}/\Delta t_к = 6{,}12 \text{ л/с} \times 4{,}2°С : 5{,}5°С = 4{,}67 \text{ л/с}.$$

Расход воды через байпасную линию равен $v_{гр} - v_к = 6{,}12$ л/с — 4,67 л/с = 1,45 л/с.

ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ КОНДЕНСАТОРЫ

Испарительный конденсатор состоит из конденсатора и градирни, которые объединены в один агрегат. Схема типичного испарительного конденсатора показана на рис. 14-15.

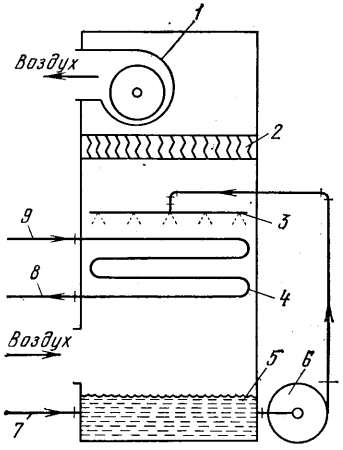


Рис. 14-15. Схема испарительного конденсатора:

1 — вентилятор; *2* — отбойники; *3* — распылительные форсунки; *4* — змеевик конденсатора; *5* — поддон для воды; *6* — насос; *7* — трубопровод подачи свежей воды; *8* — патрубок выхода жидкого хладагента; *9* — патрубок входа пара хладагента

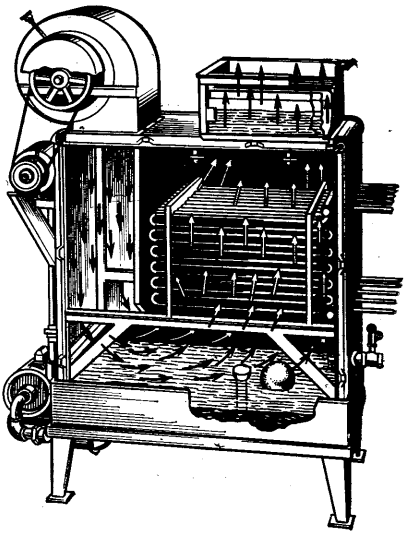


Рис. 14-16. Разрез испарительного конденсатора

Вода, перекачиваемая из поддона конденсатора насосом к распылительному коллектору, орошает змеевик с хладагентом и возвращается в поддон. Воздух всасывается в нижней части конденсатора, омывает змеевик и нагнетается вентилятором наружу из верхней части конденсатора. В некоторых случаях насос и вентилятор приводятся в действие одним электродвигателем. Отделитель влаги, расположенный в потоке воздуха над распылительным коллектором, предотвращает попадание капель воды в вентилятор. Другая конструкция конденсатора с расположением вентилятора на стороне всасывания воздуха показана на рис. 14-16.

Термодинамические процессы, происходящие в испарительном конденсаторе, носят сложный характер, но основным является испарительное охлаждение. Вода испаряется из струи и с увлажненной поверхности конденсатора за счет хладагента, который конденсируется в змеевике конденсатора.

Производительность примерно равна 2260 кДж на 1 кг испарившейся

воды. Всю теплоту, отданную хладагентом в конденсаторе, воспринимает нагнетаемый воздух. Температура и влагосодержание воздуха повышаются при его прохождении через конденсатор. Поэтому эффективность конденсатора частично зависит от температуры воздуха по влажному термометру на входе. Чем ниже температура воздуха по влажному термометру, тем эффективнее работает испарительный конденсатор.

Змеевик конденсатора обычно изготовляют из гладких труб для облегчения очистки и удаления накипи. Величина площади поверхности змеевика зависит в большой степени от расхода воздуха и воды.

В целом производительность испарительного конденсатора увеличивается с повышением расхода воздуха. Максимальное количество воздуха, которое может проходить через конденсатор, ограничивается потребляемой вентилятором мощностью и скоростью движения воздуха через отбойники. Она должна быть такой, чтобы предотвратить унос капельной влаги.

Расход воды через конденсатор должен быть достаточным, чтобы увлажнить всю поверхность труб в целях обеспечения максимальной эффективности работы конденсатора и минимального образования накипи. Однако если расход воды будет больше, чем требуется для соответствующего смачивания труб, то произойдет только увеличение расхода энергии насосом без существенного увеличения производительности конденсатора.

При нагрузке на конденсатор 1,25 кВт на 1 кВт холодопроизводительности количество воды, теряемой при испарении, равно примерно 2 л/с на 1 кВт холодопроизводительности. Кроме воды, теряемой при испарении, определенное количество ее утрачивается в результате уноса и спуска (примерно от 1,6 до 2,7 л/ч на 1 кВт холодопроизводительности в зависимости от конструкции конденсатора и качества воды). Следовательно, общий расход воды в испарительном конденсаторе составляет 3,6—4,7 л/ч на 1 кВт холодопроизводительности.

Некоторые испарительные конденсаторы имеют змеевики для снижения перегрева нагнетаемого пара хладагента. Их обычно монтируют в потоке уходящего воздуха. Горячий пар хладагента, выходящий из компрессора, проходит сначала через змеевик для снижения перегрева, где его температура понижается, а затем подается в змеевик конденсатора. Змеевик для снижения перегрева повышает общую производительность конденсатора и снижает интенсивность образования накипи за счет снижения температуры смоченных поверхностей труб. В поддоне испарительного конденсатора для увеличения переохлаждения жидкости часто устанавливают ресивер.

Определение номинальной производительности и выбор испарительных конденсаторов

В приложении 14 указана номинальная производительность испарительных конденсаторов в зависимости от температуры конденсации и расчетной температуры воздуха по влажному термометру.

Пример 14-18. Выбрать испарительный конденсатор для следующих условий: производительность компрессора, работающего на хладагенте на R12, 21 кВт; температура кипения хладагента — 5°С; температура воздуха на входе по влажному термометру 25,5°С, температура конденсации хладагента 41°С.

Р е ш е н и е. Таблица номинальной производительности основана на нагрузке испарителя при 5°С, и поэтому необходимо сделать коррективы для других температур кипения с помощью коэффициента, приведенного в приложении 14:

$$Q_к = Q_0 K_{и.к} = 21 \text{ кВт} \times 1{,}05 = 22{,}05 \text{ кВт}.$$

В приложении 14 модель E-135F имеет производительность только 19,7 кВт при 25,5°С по влажному термометру на входе и температуре конденсации 41°С. Однако

конденсатор имеет нужную производительность при температуре конденсации 44°С.

Проверяем производительность конденсатора при температуре конденсации 44°С для того, чтобы удостовериться в том, справится ли он с нагрузкой. Если нет, то нужно выбрать испарительный конденсатор следующего, бо́льшего размера.

Следующий, бо́льший размер испарительного конденсатора — это модель E-270F, который имеет производительность 39,4 кВт при данных условиях, но требуемая производительность в 22,05 кВт обеспечивается при температуре конденсаций около 35°С.

ВОДОРЕГУЛИРУЮЩИЕ ВЕНТИЛИ

Расход воды через водяной конденсатор в системе со сбросом автоматически регулируется водорегулирующим вентилем (рис. 14-17). Вентиль, смонтированный на трубопроводе подачи воды на входе в конденсатор, работает от давления нагнетания (см. рис. 14-6). Когда компрессор работает, вентиль открывается и плавно регулирует поток воды через конденсатор в зависимости от изменения давления конденсации. При повышении давления конденсации сильфон сжимается, вентиль открывается больше, преодолевая при этом натяжение пружины диапазона, в результате чего увеличивается расход воды через конденсатор. При понижении давления конденсации сечение вентиля уменьшается с соответствующим снижением расхода воды через конденсатор. Водорегулирующий вентиль поддерживает давление конденсации постоянным в соответствующем диапазоне, однако давление конденсации обычно значительно выше при пиковой нагрузке, чем при незначительной.

Когда компрессор выключается, водорегулирующий вентиль остается в открытом состоянии, и вода продолжает течь через конденсатор, пока давление в нем не понизится до заданного минимума, при котором вентиль закрывается полностью и перекрывает поток воды. При включении компрессора водорегулирующий вентиль остается закрытым до тех пор, пока давление в конденсаторе не повысится до давления открывания. Когда вентиль открывается, вода начинает течь через конденсатор. Давление открывания вентиля примерно на 50 кПа выше давления закрытия.

Водорегулирующий вентиль настраивают на требуемое давление закрывания посредством регулирования натяжения

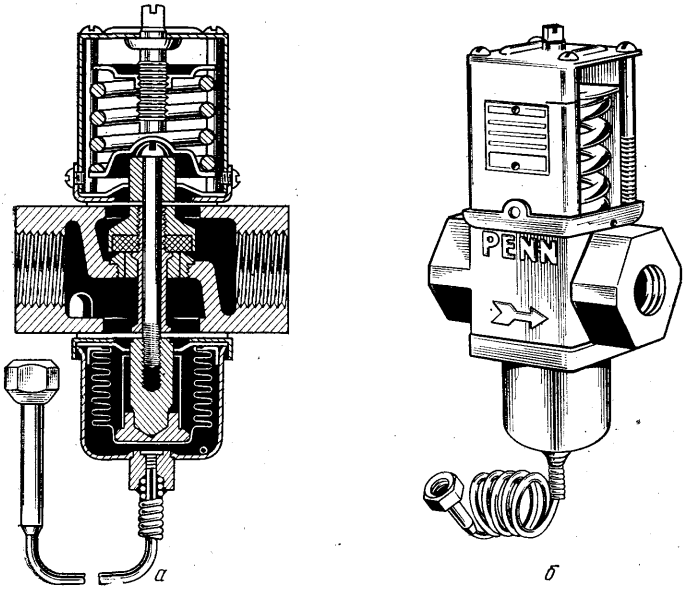


Рис. 14-17. Типичный водорегулирующий вентиль:
а — разрез; *б* — внешний вид

пружины диапазона. Минимальное рабочее давление вентиля, т. е. давление закрывания, должно быть достаточным, чтобы вентиль не оставался открытым для прохода воды через конденсатор, когда компрессор не работает. Температура насыщения хладагента в конденсаторе никогда не должна быть ниже температуры окружающей конденсатор среды. Поэтому вентиль должен закрываться при давлении насыщения, соответствующем максимальной температуре окружающей среды в летнее время в данном районе. Кроме того, давление закрывания вентиля должно быть достаточно высоким, чтобы минимальная температура конденсации в зимнее время обеспечивала создание разности давлений в регуляторе расхода хладагента для его работы.

Производительность водорегулирующих вентилей зависит от размера и перепада давления в проходном отверстии вентиля. Перепад давления в отверстии вентиля определяется вычитанием величины перепада давления в конденсаторе и трубопроводе подачи воды из общего перепада давления в водопроводе.

Водорегулирующие вентили обычно выбирают по диаграммам (см. приложение 15). Необходимо иметь следующие данные для выбора вентиля по диаграмме: требуемое количество воды, максимальную температуру окружающей среды в летнее время, требуемую температуру конденсации и перепад давления воды в вентиле.

Методика выбора водорегулирующего вентиля с использованием приложения 15 изложена ниже.

1. Проводим горизонтальную линию в верхней части диаграммы до требуемой величины расхода.

2. Определим давление при открывании вентиля.

а. Вентиль должен закрываться при давлении конденсации хладагента, соответствующем предполагаемой наибольшей температуре окружающей среды при максимальной нагрузке. Эту величину определяют в таблице термодинамических свойств хладагента в состоянии насыщения.

б. В этой же таблице находим рабочее давление конденсации, соответствующее выбранной температуре конденсации.

в. Давление при открывании вентиля примерно на 50 кПа выше давления при его закрывании.

г. Вычесть величину давления при открывании вентиля из величины рабочего давления для получения величины повышения давления конденсации.

3. Проводим горизонтальную линию в нижней половине диаграммы до величины, полученной в пункте 2.

4. Определим перепад давления воды, проходящей через вентиль.

а. Определяем минимальное давление воды в городском водопроводе или другом источнике подачи воды.

б. По таблицам компрессорно-конденсаторных агрегатов находим перепад давления в конденсаторе, соответствующий требуемому расходу воды.

в. Прибавляем к этой величине расчетную или вычисленную величину перепада давления на других участках водяной системы от водорегулирующего вентиля до конденсатора и от конденсатора до слива в канализацию (или до форсунок градирни).

г. Вычитаем общий перепад давления в конденсаторе и трубопроводе из величины давления воды. Полученная разность является перепадом давления в вентиле.

Пример 14-19. Требуемый расход воды для установки на R12 равен 1,62 л/с. Давление конденсации составляет 970 кПа, а максимальная температура окружающей среды 30°С. Давление в городском водопроводе 286 кПа. В таблице завода-изготовителя указано, что перепад давлений в конденсаторе, трубопроводе и вентилях 103 кПа. Перепад давления в смонтированном трубопроводе примерно равен 28 кПа. Выбрать в приложении 15 водорегулирующий вентиль соответствующего размера.

Р е ш е н и е. 1. Проводим горизонталь-

ную линию от величины 1,62 л/с (см. пунктирную линию в верхней половине диаграммы в приложении 15).

2. Давление R12 при закрывании вентиля соответствует температуре окружающей среды 30°С, т. е. 795 кПа.

3. Давление при открывании вентиля: 745 + 50 = 795 кПа.

4. Повышение давления от точки открытия вентиля до рабочего давления конденсации: 970 — 795 = 175 кПа.

5. Проводим горизонтальную линию от величины 175 кПа (см. пунктирную линию в нижней половине диаграммы).

6. Перепад давления воды в вентиле равен: 286 — 131 = 155 кПа.

7. Наносим точку между кривыми 140 и 210 кПа (см. кружок в нижней половине диаграммы).

8. Проводим из этой точки вертикальную линию вверх до пересечения с горизонтальной пунктирной линией (см. кружок в верхней половине диаграммы).

9. Точка пересечения находится между кривыми для вентилей с диаметрами прохода 25 и 32 мм. Выбираем вентиль с диаметром прохода 32 мм.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОНДЕНСАТОРА

По причинам экономии охлаждающая среда циркулирует через конденсатор только во время работы компрессора. Поэтому общепринято включать и выключать вентилятор или насос конденсатора вместе с компрессором, что обычно осуществляется блокировкой цепи вентилятора или насоса с цепью привода компрессора. Способы блокировки электрических цепей рассматриваются в главе 21.

Реле высокого давления применяют в качестве защитного прибора в установках любого типа. Оно особенно необходимо в оборудовании с водяным конденсатором для защиты от чрезмерно высокого давления конденсации при уменьшении или полном перекрывании подачи воды. Реле высокого давления уже рассматривалось ранее.

Температура конденсации должна поддерживаться в определенном диапазоне для эффективного функционирования холодильной установки. Как указывалось выше, высокая температура конденсации уменьшает производительность и КПД компрессора, повышает перегрев, приводит к повышенному расходу энергии, а в некоторых случаях вызывает перегрузку привода компрессора.

Однако ненормально низкая температура конденсации создает неэффективную разность давлений конденсации и кипения в регуляторе расхода хладагента, которая снижает его производительность, в результате чего создается недостаточная подача хладагента в испаритель и общий дисбаланс системы.

Как правило, низкая температура конденсации вызывается низкой температурой окружающей среды и незначительной тепловой нагрузкой. Естественно, что проблема низкой температуры конденсации более остро стоит в зимнее время, когда температура окружающей среды и тепловая нагрузка низкие.

Для поддержания температуры конденсации на достаточно высоком уровне необходимо снижение или регулирование производительности конденсатора при низкой температуре окружающей среды и низкой тепловой нагрузке. Способы регулирования производительности конденсатора зависят от его типа, однако все они основаны на уменьшении количества циркулирующей охлаждающей среды или эффективной площади поверхности конденсатора.

Регулирование производительности конденсатора обычно осуществляется с помощью реле давления или температуры.

Температура конденсации в воздушных конденсаторах поддерживается в заданном диапазоне посредством изменения расхода воздуха через конденсатор или заполнением части конденсатора жидким хладагентом в целях уменьшения эффективной площади поверхности конденсатора.

Количество воздуха, обдувающего воздушный конденсатор, регулируют посредством изменения положения заслонок в потоке воздуха, изменением частоты вращения вентилятора, за счет цикличной работы вентилятора конденсатора или какой-либо комбинацией этих способов.

Положение торцевой заслонки, монтируемой на стороне нагнетания вентилятора, плавно изменяется с помощью двигателя (он работает в зависимости от температуры окружающей среды или давления конденсации) или привода (от включаемого под действием давления хладагента в конденсаторе), что обеспечивает устойчивое регулирование производительности конденсатора. Однако в заслонках и регуляторах возникают механические и электрические неполадки, вызываемые коррозией, накоплением пыли и замерзанием влаги.

Более удовлетворительным средством регулирования производительности воздушных конденсаторов является разработанный в последнее время регулятор частоты вращения вентилятора, который имеет плавную характеристику. В этом регуляторе имеется термистор, который реагирует на температуру окружающей среды или температуру пара хладагента в конденсаторе и изменяет электрическое сопротивление при повышении или понижении температуры. В случае изменения сопротивления электронная схема регулирует напряжение на клеммах электродвигателя вентилятора (с экранированным полюсом или постоянно расщепленным конденсатором). Частота вращения вентилятора конденсатора плавно регулируется во всем диапазоне от максимальной величины до нуля в зависимости от температуры термистора.

Цикличная работа одного вентилятора в качестве средства регулирования производительности воздушного конденсатора обычно непрактична, так как это вызывает довольно значительные колебания температуры конденсации, а также его частые и короткие циклы. Однако если в конденсаторе используется несколько вентиляторов, то последовательная цикличная работа их представляет собой удовлетворительный и удобный способ регулирования давления конденсации в широком диапазоне рабочих условий. Наилучшим способом изменения производительности конденсатора является цикличная работа вентилятора, который снабжен регулируемой заслонкой или регулятором частоты вращения.

Регулирование производительности конденсатора по воздуху обычно непригодно для многосекционных аппаратов. Кроме того, сильный ветер, обдувающий торцевую поверхность вертикального воздушного конденсатора, может полностью свести на нет любое снижение производительности, достигнутое за счет регулирования цикличной работы вентиляторов или уменьшения частоты их вращения. Однако эта трудность в значительной степени преодолевается при использовании ветровых отражателей или горизонтальных конденсаторов.

Другой способ регулирования воздушных конденсаторов заключается в изменении величины эффективной площади поверхности конденсатора за счет накопления жидкого хладагента в нижней части аппарата, когда давление конденсации опускается ниже заданного минимального уровня.

Типовая схема на рис. 14-18 содержит вентиль *5* с плавной характеристикой на байпасной линии между входным и выходным патрубками конденсатора. При понижении давления в ресивере ниже уставки вентиля он плавно открывается и пар хладагента высокого давления поступает со стороны нагнетания компрессора через байпасную линию в ресивер, ограничивая тем самым поток жидкого хладагента, выходящего из конденсатора, и вызывая накопление жидкости в нижней части конденсатора. Количество нагнетаемого через байпас пара и количество жидкости в нижней

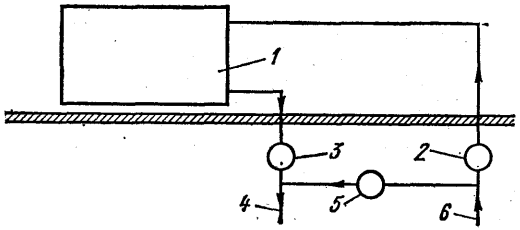


Рис. 14-18. Схема автоматизации воздушного выносного конденсатора:

1 — воздушный конденсатор; *2* — вентиль с плавной характеристикой (открывается при повышении давления на входе); *3* — обратный клапан; *4* — жидкостный трубопровод; *5* — байпасный вентиль с плавной характеристикой (открывается при понижении давления на выходе); *6* — нагнетательный трубопровод

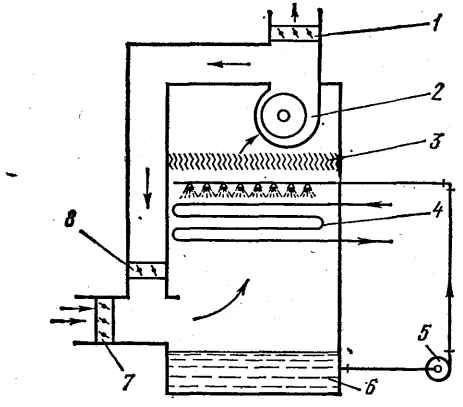


Рис. 14-19. Изменение производительности испарительного конденсатора посредством регулирования температуры воздуха на входе по влажному термометру:

1 — нагнетательная заслонка; *2* — вентилятор; *3* — отбойники; *4* — змеевик конденсатора; *5* — насос; *6* — бак для воды; *7* — заслонка наружного воздуха; *8* — байпасная заслонка

части конденсатора автоматически регулируется вентилем с плавной характеристикой в зависимости от давления в ресивере. Конденсатор будет заполнен жидкостью примерно на 50% при температуре окружающей среды 10°С. Конденсатор заполняется жидкостью примерно до 90% при снижении температуры окружающей среды до —18°С. При нормальной работе требуется ресивер бо́льшего размера.

Если требуется изменять производительность многосекционного конденсатора за счет накопления жидкого хладагента, то применяют регулятор для каждой секции.

Производительность испарительных конденсаторов регулируют посредством изменения количества воздуха, циркулирующего через конденсатор. Способы регулирования количества воздуха подобны тем, которые используются в воздушных конденсаторах. Другой способ заключается в регулировании температуры воздуха по влажному термометру на входе. На рис. 14-19 показано, что это осуществляется рециркуляцией части или всего количества воздуха, проходящего через конденсатор. При понижении давления конденсации до заданного минимального уровня заслонки на входе и выходе закрываются, а заслонка на байпасной линии открывается, в результате чего рециркулируется больше воздуха при более высокой температуре по влажному термометру.

Не следует регулировать производительность испарительного конденсатора за счет цикличной работы насоса. На наружной поверхности труб конденсатора осаждается тонкая пленка накипи при каждом выключении насоса. Следовательно, частое выключение насоса конденсатора значительно повышает интенсивность образования накипи, в результате чего уменьшается КПД конденсатора и увеличиваются расходы по его обслуживанию. Однако при других способах регулирования производительности насос может быть выключен и змеевик конденсатора будет работать как сухая батарея, когда температура окружающей среды опускается ниже точки замерзания воды. Для предотвращения замерзания необходимо подогревать воду в поддоне или спустить ее в бак, находящийся в помещении (рис. 14-20). Для подогрева обычно используют электронагреватель.

Температура конденсации в водяном конденсаторе при данной нагрузке за-

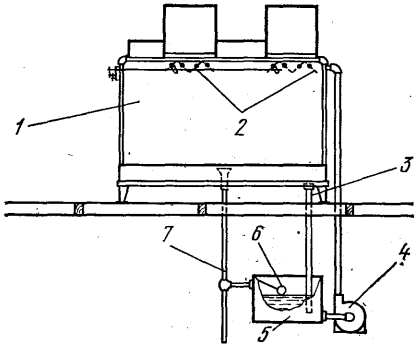


Рис. 14-20. Испарительный конденсатор с плавно регулируемыми заслонками для изменения производительности:

1 — испарительный конденсатор; *2* — заслонки с плавной характеристикой; *3* — труба спуска воды; *4* — насос; *5* — поплавковый бак; *6* — поплавковый вентиль; *7* — переливная труба

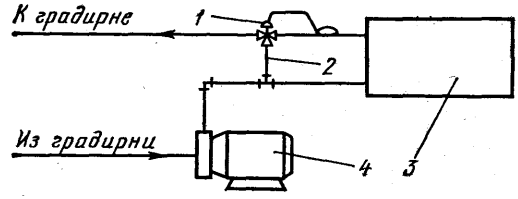


Рис. 14-21. Байпасное регулирование конденсатора:

1 — трехходовой вентиль с плавной характеристикой; *2* — байпасная линия; *3* — конденсатор; *4* — насос

висит от количества и температуры воды на входе в конденсатор. Водорегулирующий вентиль плавно изменяет расход воды через конденсатор и поддерживает температуру конденсации выше заданного минимального уровня. Если расход воды через конденсатор поддерживается постоянным в рециркуляционной системе, то температура конденсации уменьшается при понижении температуры воды на выходе из градирни. Следовательно, при низкой температуре окружающей среды температура конденсации также будет низкой, если не принять мер для регулирования расхода воды через конденсатор или повышения температуры воды на выходе из градирни.

Один из распространенных способов регулирования воды через конденсатор заключается в использовании трехходового вентиля с плавной характеристикой, который изменяет расход воды через байпасную линию конденсатора для поддержания температуры воды на выходе из конденсатора выше заданного минимального уровня, обычно равного 24°С (рис. 14-21). При продолжении снижения температуры конденсации трехходовой вентиль байпасирует бо́льшее количество воды, снижая тем самым ее расход через конденсатор и повышая температуру воды в конденсаторе. При этом способе регулирования подача воды насосом относительно постоянна, что является положительным фактором, когда одна градирня и один насос обслуживают несколько конденсаторов.

Когда применяют градирню с принудительной циркуляцией воздуха, температура конденсации может поддерживаться на заданном уровне посредством регулирования температуры воды на выходе из градирни. Как и в испарительном конденсаторе, это осуществляется путем регулирования расхода через градирню.

Другой способ заключается в использовании трехходового вентиля с плавной характеристикой или быстродействующего вентиля (рис. 14-22) для перепуска воды в обвод градирни, если температура воды на выходе из нее становится ниже заданного минимального уровня. Быстродействующий вентиль следует применять, когда градирня работает при температуре окружающей среды ниже точки замерзания воды.

РАБОТА КОНДЕНСАТОРА В ЗИМНЕЕ ВРЕМЯ

Если компрессор или конденсатор расположены таким образом, что они подвержены воздействию низкой температуры окружающей среды, то при выключении компрессора давление

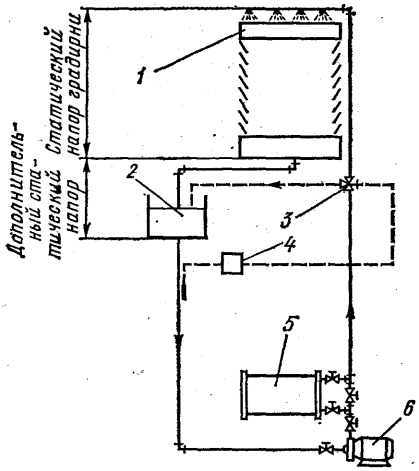


Рис. 14-22. Схема регулирования температуры воды на входе в конденсатор:
1 — градирня; *2* — водяной бак; *3* — трехходовой вентиль; *4* — реле температуры; *5* — конденсатор; *6* — насос

в них может опуститься значительно ниже давления в испарителе. В таких случаях жидкий хладагент, который при других условиях остается в испарителе, мигрирует в зону низкого давления в компрессоре и конденсаторе. Когда в испарителе нет жидкого хладагента, то повышение температуры в испарителе не приводит к соответствующему повышению давления. Если установка работает от реле низкого давления, то повышение давления в испарителе в результате увеличения температуры может быть недостаточным для замыкания контактов реле и включения установки.

Этот недостаток можно исправить несколькими способами. Один из них заключается в установке термореле последовательно с реле низкого давления. Термореле настраивают на включение и выключение установки, а реле низкого давления выполняет только функцию защиты. Другое, более практичное решение заключается в отключении конденсатора во время нерабочей части цикла (см. рис. 14-18). Обратный клапан *3* в жидкостном трубопроводе конденсатора предотвращает выкипание хладагента в ресивере и его поступление из ресивера в конденсатор во время нерабочей части цикла. Когда компрессор останавливается, вентиль *2* закрывается, препятствуя перетеканию хладагента из испарителя через клапаны компрессора и нагнетательный трубопровод в конденсатор. Когда конденсатор отключен, давление в испарителе может повыситься, а компрессор включиться независимо от температуры окружающей конденсатор среды.

Другая проблема, касающаяся работы испарительных конденсаторов и градирен в зимнее время, заключается в опасности замерзания воды, когда оборудование работает при температуре окружающего воздуха ниже 0°С. Вообще меры, предпринимаемые для предотвращения замерзания воды, подобны тем, которые применяют для предотвращения низкой температуры конденсации, т. е. они заключаются в регулировании расхода воздуха через градирню посредством заслонок или циклической работы вентилятора. Кроме того, необходимо установить дополнительный поддон в теплом помещении и смонтировать трубопроводы таким образом, чтобы вода стекала под действием гравитации в этот поддон и не оставалась в градирне или поддоне конденсатора (см. рис. 14-20 и рис. 14-22).

Другим решением является нагревание воды в резервуаре градирни паровым змеевиком или электрическими полосовыми нагревателями.

ОХЛАДИТЕЛИ С ЗАМКНУТЫМ ЦИКЛОМ

В некоторых установках вместо обычной градирни используют охладитель с замкнутым циклом для охлаждения воды, поступающей из водяных конденсаторов (рис. 14-23). Работа охладителя с замкнутым циклом подобна работе испарительного кон-

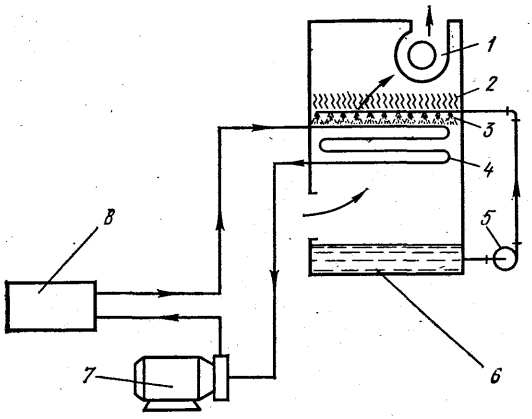


Рис. 14-23. Схема подачи воды к конденсатору с замкнутым циклом:
1 — вентилятор; *2* — отбойники; *3* — форсунки; *4* — охлаждающий змеевик; *5, 7* — насосы; *6* — бак для воды; *8* — конденсатор

денсатора, за исключением того, что через змеевик циркулирует подогретая в конденсаторе вода, а не горячий пар хладагента.

Охладители с замкнутым циклом используют в основном для регенерации тепла, но преимуществом их применения является отсутствие загрязнения охлаждающей воды и образования накипи в трубах конденсатора.

Производительность охладителей с замкнутым циклом регулируют так же, как и производительность испарительных конденсаторов и градирен. Применяют те же меры защиты, если охладители работают при температуре ниже точки замерзания воды. Простой способ предотвращения в схеме циркуляции охлаждающей среды от замерзания заключается в замене воды гликолем или другим незамерзающим раствором.

ОБСЛУЖИВАНИЕ КОНДЕНСАТОРА И ГРАДИРНИ

Воздушные конденсаторы просты в обслуживании. Нужно лишь периодически смазывать подшипники электродвигателя вентилятора и проверять накопление пыли и других загрязнений на лопатках вентилятора и поверхности конденсатора. Эти части должны быть чистыми, чтобы постоянно поддерживать высокий КПД конденсатора.

В любом водяном конденсаторе образуется накипь в трубах, имеет место коррозия, развиваются водоросли и бактериальная слизь на всех смачиваемых поверхностях. Средствами борьбы с этими недостатками является частая очистка загрязненных участков, а также применение различных химических средств.

Ранее указывалось, что интенсивность образования накипи зависит в основном от температуры конденсации и качества воды. Интенсивность образования накипи относительно небольшая, если температура воды на выходе из конденсатора ниже 38°С. Кроме того, нельзя переоценить необходимость обеспечения рекомендуемой величины спуска воды для поддержания минимальной интенсивности образования накипи. Химическая промышленность выпускает различные средства, которые при добавлении к воде в поддоне значительно снижают интенсивность образования накипи.

Накипь удаляется из труб конденсатора с помощью различных кислот, многие из которых выпускаются в виде жидкости или порошка. Химическое соединение для очистки добавляют непосредственно в воду в поддоне (после опорожнения, очистки и заполнения поддона градирни или конденсатора свежей водой). Затем включают насос и раствор проходит через систему до полной ее очистки, после чего поддон снова опорожняют, промывают и заполняют чистой водой.

Необходимо подчеркнуть, что средства для удаления накипи имеют кислотную основу и не должны контактировать с травой, кустарником или окрашенными поверхностями. Поэтому рекомендуется при удалении накипи

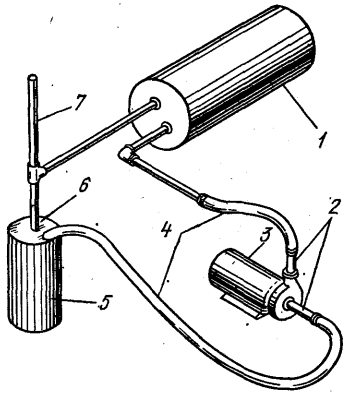


Рис. 14-24. Аппарат для удаления накипи из конденсатора:
1 — конденсатор; *2* — трубные ниппели; *3* — насос; *4* — резиновые шланги; *5* — деревянная бочка; *6* — экран; *7* — выпускная труба

демонтировать распылительные форсунки градирни.

Для быстрой очистки труб конденсатора от накипи можно применять 18%-ный раствор соляной кислоты. Для циркуляции кислоты не следует использовать насос системы. Для этой цели можно применить небольшой насос с кислотостойкой крыльчаткой из нейлона или латуни (рис. 14-24). После очистки необходимо промыть конденсатор чистой водой или нейтрализатором кислоты.

Коррозия обычно максимальна вблизи водоемов с соленой водой или в промышленных районах, где в атмосфере относительно высокая концентрация серы и других промышленных отходов. Воздействие коррозии снижается до минимума при периодической очистке и окрашивании поврежденных участков, а также нанесении защитных покрытий.

ЗАДАЧИ

14-1. Определить расчетную нагрузку на конденсатор агрегата с сальниковым компрессором холодопроизводительностью 14,4 кВт при температуре кипения и конденсации соответственно —7°С и 38°С.

14-2. Определить нагрузку на конденсатор агрегата с герметичным компрессором, охлаждаемым всасываемым паром при параметрах, указанных в задаче 14-1.

14-3. Применяя уравнение 14-2, вычислить нагрузку на конденсатор (условия см. в задаче 14-1), если мощность на валу компрессора равна 4,9 кВт.

14-4. Применяя уравнение 14-3, вычислить производительность конденсатора агрегата с герметичным компрессором, охлаждаемым всасываемым паром, холодопроизводительность которого 17,2 кВт и потребляемая мощность 5,8 кВт.

14-5. Тепловая нагрузка испарителя холодильной машины 12,7 кВт. Определить производительность конденсатора, если холодильный коэффициент равен 4,3.

14-6. Теплота, отведенная в водяном конденсаторе, равна 38,1 кВт. Какая требуется площадь поверхности, если коэффициент теплопередачи конденсатора равен 625 Вт/(м^2·К), а средняя эффективная разность температур 9°С при расчетном расходе воды?

14-7. Установка на R502 работает с сальниковым компрессором при температуре кипения —7°С и температуре конденсации 32°С. Нагрузка на испаритель равна 18 кВт. Конденсатор охлаждается рециркулируемой водой, которая нагревается на 7°С. Сколько воды расходуется для охлаждения конденсатора?

14-8. Через водяной конденсатор циркулирует 5 л/с воды, которая нагревается на 8°С. Определить нагрузку на конденсатор.

14-9. Система кондиционирования воздуха на R22 работает с сальниковым компрессором при температуре кипения 5°С и температуре конденсации 49°С. Нагрузка на испаритель составляет 61,5 кВт. Массовый расход воздуха, обдувающего конденсатор, 6,1 м^3/с, температура воздуха на входе в конденсатор равна 32°С. Вычислить температуру воздуха на выходе из конденсатора и среднюю эффективную разность температур.

14-10. Установка на R12 с герметичным компрессором, охлаждаемым всасываемым паром, имеет холодопроизводительность 18 кВт и работает при температуре кипения —7°С и температуре конденсации 43°С. Воздух нагревается в конденсаторе на 5°С. Определить массовый расход воздуха, обдувающего конденсатор.

14-11. Конденсатор системы кондиционирования воздуха (условие ее работы см. в задаче 14-9) имеет площадь лобовой поверхности 1,52 м^2. Рассчитать скорость воздуха в лобовом сечении.

14-12. Сальниковый компрессор установки на R22, которая расположена на высоте 1000 м, имеет холодопроизводительность 35 кВт и работает при температуре кипения

5°С и температуре конденсации 43°С. Температура окружающей среды равна 32°С по сухому термометру. Выбрать воздушный конденсатор для данных расчетных условий.

14-13. Сальниковый компрессор в установке, условия работы которой приведены в задаче 14-12, заменен на герметичный компрессор, охлаждаемый всасываемым паром. Подобрать воздушный конденсатор для данных расчетных условий.

14-14. Выбрать кожухотрубный водяной конденсатор для холодильной установки с сальниковым компрессором, работающим на R12, если условия эксплуатации следующие: нагрузка на испаритель 211 кВт, температура кипения 5°С, температура конденсации 38°С, расход воды 0,045 л/с на 1 кВт производительности. Вода из градирни подается в конденсатор неохлажденной при 25°С.

14-15. Решить задачу 14-14 при условии, что вода в конденсатор подается из градирни охлажденной.

14-16. Градирня и водяной конденсатор (с байпасной линией) работают при нагрузке (конденсатора) 70 кВт. Через конденсатор проходит 3 л/с воды, а байпасируется 1 л/с. Температура окружающей среды по влажному термометру равна 25,5°С, а вода охлаждается в градирне на 4°С. Определить температуру воды на входе в конденсатор, температуру воды на выходе из конденсатора, температуру воды на входе в градирню.

14-17. Компрессор холодильной установки на R12 имеет производительность 176 кВт. Расчетная температура по влажному термометру равна 25,5°С. Требуемая температура воды на входе в конденсатор равна 29,5°С, а вода нагревается в конденсаторе на 7°С. Подобрать по приложению 14 градирню и определить расход воды через нее, температуру воды на входе в градирню, температуру воды на выходе из конденсатора, расход воды через конденсатор, количество байпасируемой воды.

14-18. Выбрать испарительный конденсатор для установки, работающей на R12, для следующих условий: нагрузка на испаритель 35 кВт, температура кипения 5°С, температура воздуха по влажному термометру на входе 25,5°С, температура конденсации 41°С.

14-19. Решить задачу 14-18, если нагрузка на испаритель 19 кВт, а температура кипения R12 —20°С.

14-20. Выбрать водорегулирующий вентиль для установки на R12, работающей при следующих условиях: температура конденсации 41°С, максимальная температура окружающей среды 32°С, расход воды через конденсатор при максимальной нагрузке 0,6 л/с, давление в городском водопроводе при максимальной нагрузке 345 кПа, понижение давления в конденсаторе и водяном трубопроводе 85 кПа.

Глава 15

ПОТОК ЖИДКОСТИ, ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ, ТРУБОПРОВОДЫ ДЛЯ ВОДЫ

ПОТОК ЖИДКОСТИ

Давление жидкости

В гидравлике широко применяют термин «напор», под которым понимают энергию жидкости, отнесенную к единице ее массы.

Общее давление, создаваемое жидкостью, — это сумма статического давления и скоростного (кинетического) напора, т. е.

$$p = p_{ст} + p_{\omega} , \qquad (15\text{-}1)$$

где p — общее давление; $p_{ст}$ — гидростатическое давление; p_{ω} — скоростной напор.

Поток любой жидкости обладает кинетической энергией, и поэтому он оказывает давление в направлении движения жидкости. Скоростной напор характеризует, на какую высоту может подняться движущаяся жидкость за счет ее кинетической энергии. Давление, создаваемое жидкостью, которое не является непосредственным результатом скорости движения среды, называется статическим давлением независимо от силы, создающей давление. Скоростной напор жидкости, находящейся в состоянии покоя (в статическом состоянии), равен нулю, и общее давление равно статическому. Ско-

ростной напор действует только в направлении движения потока, а статическое давление равномерно действует во всех направлениях.

В главе 1 указывалось, что вследствие гравитации на тело массой в 1 кг действует сила, равная 9,807 Н. В связи с жесткой молекулярной структурой гравитационная сила или давление твердого тела направлена вниз. Если среда (жидкость) имеет нежесткую молекулярную структуру, то сила или давление, создаваемое в любой точке массы среды, действует одинаково во всех направлениях, т. е. вверх, вниз и в сторону, и всегда перпендикулярно к поверхности сосуда. Когда на жидкость действует только гравитация, на точку внутри покоящейся жидкости осуществляет давление столб жидкости, равный глубине погружения точки:

$$p = h\rho f, \qquad (15\text{-}2)$$

где p — давление, Па; h — глубина, м; ρ — плотность, кг/м^3; f — сила гравитации (9,807 Н/кг).

Допустим, что бак высотой 10 м с плоским дном, площадь которого 1 м^2, заполнен до верха водой, имеющей плотность 1000 кг/м^3 (рис. 15-1). Общий объем воды в баке $v = 10$ м^3(10 м $\times$ $\times$ 1 м^2), а общая масса воды в баке $M = 10$ м^3 $\times$ 1000 кг/м^3 = 10 000 кг. Общая гравитационная сила, действующая на дно бака, равна 10000 кг $\times$ $\times$ 9,807 Н/кг = 98070 Н, а так как эта сила действует на дно площадью в 1 м^2, то давление на дно бака p = = 98070 Н/м^2(Па) = 98,07 кПа.

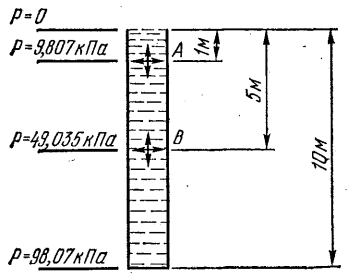


Рис. 15-1. Зависимость напора от давления

Из этого следует, что общий объем воды выше уровня A, который находится на глубине 1 м, равен 1 м^3, а общая масса воды над этим уровнем равна однократной величине плотности, т. е. $M = 1$ м^3 $\times$ 1000 кг/м^3 = = 1000 кг, в результате чего общая гравитационная сила на уровне A, создаваемая массой воды над этим уровнем, равна 1000 кг $\times$ 9,807 Н/кг = = 9,807 Н. Эта сила действует на площадь 1 м^2, и поэтому давление на уровне A $p = 9807$ Н/м^2(Па) = 9,807 кПа.

Обратите внимание, что давление на уровне A (глубина 1 м), составляет только 0,1 от величины давления на дно бака (глубина 10 м). Можно показать, что гравитационная сила и давление на уровне B (глубина 5 м) в пять раз превышает давление на уровне A и равно 0,5 от величины давления на дно.

Зависимость напора от давления

Высота столба жидкости между любыми двумя ее уровнями определяет напор жидкости на нижнем уровне (относительно верхнего уровня). Напор воды у основания столба воды равен 10 м, а напор на уровнях A и B — соответственно 1 м и 5 м (см. рис. 15-1).

В уравнении (15-2) величину глубины (высоты столба жидкости) можно заменить величиной напора, в результате чего появляется следующая зависимость между напором и давлением:

$$p = H\rho f, \qquad (15\text{-}3)$$

где p — давление, Па; H — напор, м; ρ — плотность, кг/м^3; f — сила гравитации (9,807 Н/кг).

$$H = p/\rho g. \qquad (15\text{-}4)$$

Из этого следует, что существует определенная зависимость между напором и давлением любой жидкости,

причем отношение напора к давлению любой данной жидкости зависит от ее плотности. Например, соотношение между напором и давлением воды составляет 102 мм к 1 кПа, соотношение между напором и давлением ртути — 7,5 мм к 1 кПа. Это означает, что давление в 1 кПа эквивалентно напору столба воды высотой 102 мм или столба ртути высотой 7,5 мм, и наоборот, напор столба воды высотой 1 м эквивалентен давлению 9,807 кПа, а напор столба ртути высотой 1 м эквивалентен давлению 133,3 кПа.

Можно сделать следующие заключения относительно зависимости напора от давления:

для любой жидкости одинаковой плотности давление, создаваемое ею, прямо пропорционально напору;

при любом напоре давление, создаваемое жидкостью, прямо пропорционально ее плотности. Жидкости, имеющие различную плотность, создают разное давление при одинаковом напоре.

Статический и скоростной напоры

Полный напор любой жидкости — это сумма статического и скоростного напора данной жидкости, т. е.

$$H = H_{ст} + H_{\omega}, \qquad (15\text{-}5)$$

где H — общий напор, м; $H_{ст}$ — статический напор, м; H_{ω} — скоростной напор, м.

Статический потенциальный напор любой жидкости, находящейся в состоянии покоя, характеризуется отношением давления столба жидкости у его основания к произведению плотности жидкости на ускорение свободного падения. Как указывалось выше, скоростной напор показывает, на какую высоту может подняться движущаяся жидкость за счет ее кинетической энергии.

Основное соотношение между скоростью и скоростным напором устанавливается законом Галилея, который гласит, что все падающие тела имеют одинаковое ускорение независимо от массы и конечная скорость любого падающего тела зависит только от высоты падения данного тела без учета трения. Скоростной напор, соответствующий любой данной скорости, определяется следующим уравнением:

$$H_{\omega} = \omega^2/2g. \qquad (15\text{-}6)$$

Скорость преобразуется в скоростное давление:

$$p_{\omega} = \omega^2\rho/2 = \omega^2/2\omega. \qquad (15\text{-}7)$$

Скоростной напор преобразуется в динамическое давление:

$$p_{\omega} = H_{\omega} g\rho = H_{\omega} g/\omega. \qquad (15\text{-}8)$$

Скоростной напор преобразуется в скорость:

$$\omega = \sqrt{H_{\omega} 2g}; \qquad (15\text{-}9)$$

$$\omega = \sqrt{\frac{p_{\omega} \times 2}{\rho}} = \sqrt{p_{\omega} 2\omega}, \qquad (15\text{-}10)$$

где ω — скорость, м/с; H_{ω} — скоростной напор, м; p_{ω} — динамическое давление, Н/м² (или Па); v — удельный объем, м³/кг; ρ — плотность среды, кг/м³; g — ускорение свободного падения (9,807 м/с²).

Зависимость давления от энергии

Динамическое давление $p_{\omega} = \omega^2\rho/2$, а объем $v = m/\rho$. Поэтому динамическое давление характеризует кинетическую энергию, отнесенную к единице объема среды. Можно показать также, что статическое давление среды выражает потенциальную энергию, отнесенную к единице объема среды.

В столбе среды одинаковой и постоянной плотности величина полной потенциальной энергии (в единице объема) одинакова на всех уровнях высоты столба. Однако величины ее составляющих (энергия положения, или

высоты, и энергия давления, или напора) изменяются с высотой. Например, 1 м³ воды (см. рис. 15-1) в верхней части бака имеет потенциальную энергию положения (относительно дна) в соответствии с уравнением (1-30) $P = 98{,}07$ кДж (1 м³ × × 1000 кг/м³ × 9,807 м/с² × 10 м]. Напор на этом уровне равен нулю, и потенциальная энергия напора также равна нулю. С другой стороны, 1 м³ воды на дне бака не имеет потенциальной энергии положения, но на него действует давление, равное 98,07 кПа (10 м × 1000 кг/м³ × 9,807 м/с²) в соответствии с уравнением (15-3), а 1 м³ воды в середине столба воды имеет полную потенциальную энергию, также равную 98,07 кДж, но она состоит из одинаковых величин энергии положения и энергии давления (напора).

Зависимость статического напора от скоростного напора

Измерять статическое и динамическое давление (напор) потока среды в трубопроводе относительно просто, так как статическое давление среды одинаково по всем направлениям, а динамическое давление действует только в направлении потока (рис. 15-2). Обратите внимание, что трубка *A* так соединена с трубопроводом, что ее отверстие направлено перпендикулярно направлению потока. В этом направлении действует только статическое давление, а высота столба жидкости в трубке *A* определяет статическое давление, или статический напор, среды в трубопроводе. Трубка *B* установлена в трубопроводе таким образом, что ее отверстие совпадает с направлением потока. Статическое и динамическое давление потока среды действуют на отверстие трубки *B*. Поэтому высота столба жидкости в трубке *B* определяет общее давление, или общий напор, среды. Общее давление, или общий напор, среды — это сумма статического и динамического давлений, или напоров, и, следовательно, разность в высоте двух столбов среды в трубках определяет динамическое давление, или скоростной напор, среды в трубопроводе.

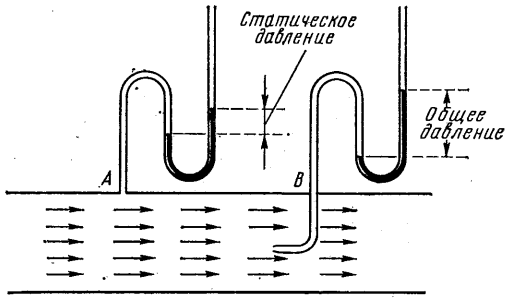


Рис. 15-2. Зависимость между статическим, динамическим и общим давлением среды при течении через трубопровод

Если пренебречь потерями на трение, то общее давление, или напор потока, среды будет одинаковым в любой точке трубопровода. Однако статический и динамический напоры, образующие общий напор, неодинаковы в различных точках и зависят от скорости движения потока среды в этих точках.

При любом данном объемном расходе среды скорость движения в трубопроводе обратно пропорциональна площади поперечного сечения трубопровода. Эта зависимость выражается следующим уравнением:

$$\omega = v/F, \qquad (15\text{-}11)$$

где ω — скорость, м/с; v — объемный расход, м³/с; F — площадь поперечного сечения трубопровода, м².

В соответствии с уравнением (15-11) скорость движения среды (и скоростной напор) на участке трубопровода *B* (рис. 15-3) больше, чем на участках *A* и *C*, так как площадь поперечного сечения участка *B* меньше, чем участков *A* и *C*. Принимая, что общий напор среды одинаков во всех точках трубопровода, следует, что отношение статического напора к скоростному на-

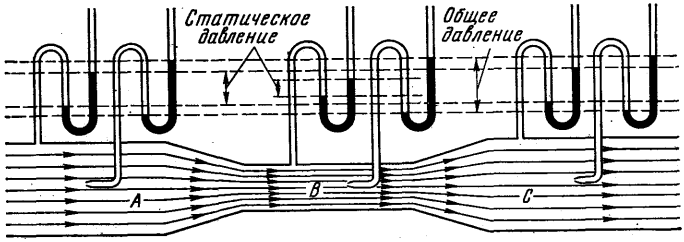


Рис. 15-3. Изменение статического напора от динамического давления при изменении площади сечения трубопровода

пору на участке B отличается от этого отношения на участках A и C. При течении потока среды через сужение между участками A и B статический напор преобразуется в скоростной, (давление преобразуется в скорость), и наоборот, при течении среды через расширение между участками B и C скоростной напор снова преобразуется в статический (скорость преобразуется в давление). Учитывая зависимость напора от энергии, очевидно, что преобразование статического напора в скоростной — это на самом деле преобразование потенциальной энергии (давления) в кинетическую (скорость), а преобразование скоростного напора в статический — это преобразование кинетической энергии (скорости) в потенциальную (давление).

Потери напора на трение

Ранее было установлено, что поток среды в результате трения в трубопроводе теряет энергию (которая преобразуется в теплоту). Потери энергии часто выражаются в снижении давления, или потере напора. Снижение давления, или потеря напора, потока среды между любыми двумя точками трубопровода называется потерей напора на трение или потерей давления на трение между этими точками.

Величина снижения давления, или потери напора, среды в результате трения и турбулентности при течении через трубопровод зависит от ряда факторов: вязкости и плотности среды, скорости ее движения, шероховатости внутренней поверхности и длины трубопровода.

Очевидно, что математическое определение этих факторов очень трудоемко. Потери на трение в трубопроводе определяют в основном по диаграммам и таблицам.

Потери давления среды из-за трения (в кПа) в 1 м прямолинейной трубы указаны в диаграммах на рис. 15-4 и 15-5 для различных величин объемного расхода и диаметра трубы. На диаграмме рис. 15-4 даны значения для гладкой медной трубы, а на диаграмме рис. 15-5 — для трубы с до-

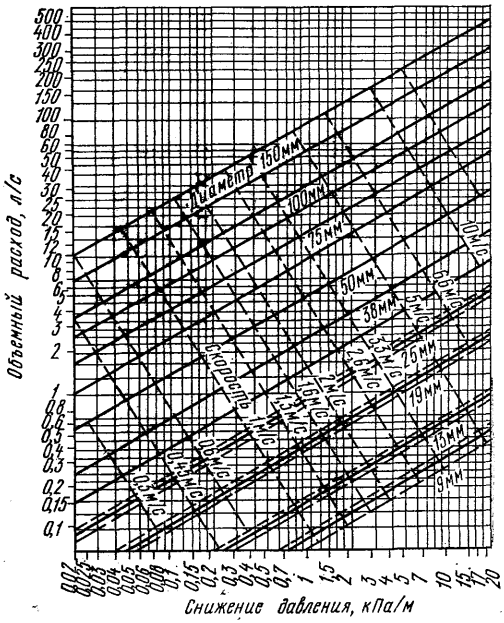


Рис. 15-4. Диаграмма сопротивления потоку воды через гладкую медную трубу

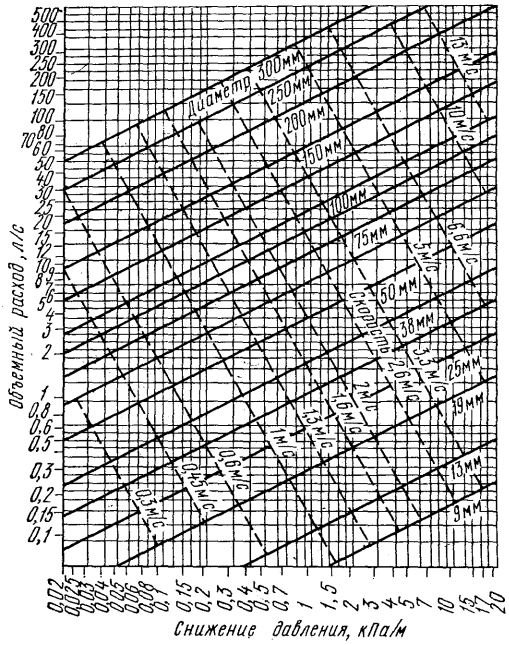


Рис. 15-5. Диаграмма сопротивления потоку воды через трубу с шероховатой поверхностью

вольно высокой степенью шероховатости внутренней поверхности. Потеря давления в трубе данного диаметра и при определенном объеме расхода пропорциональна длине трубы. Потерю давления в прямолинейной трубе определяют по следующему уравнению:

$$\Delta p = l \delta p, \qquad (15\text{-}12)$$

где Δp — общая потеря давления, кПа; l — общая длина трубы; м; δp — потеря давления, кПа/м.

Трубная арматура, например колено, тройник, вентиль и др., создает большее сопротивление потоку, чем прямолинейная труба. Это необходимо учитывать при определении общих потерь на трение в трубопроводе. Для удобства при расчетах часто допускают, что арматура имеет сопротивление, равное сопротивлению прямолинейной трубы определенной длины, называемой «эквивалентной длиной»[1]. В табл. 15-1 даны величины эквивалентной длины прямолинейной трубы для различной арматуры. Обратите внимание, что величина эквивалентной длины зависит от диаметра трубы.

Когда величину эквивалентной длины арматуры прибавляют к действительной длине прямолинейной трубы, то результат называется «общей эквивалентной длиной». Это значение затем используют в уравнении (15-14) для определения общей потери на трение в трубопроводе.

Пример 15-1. Трубная система подачи воды состоит из 42 м прямолинейного трубопровода диаметром 50 мм, шести стандартных колен и двух полностью открытых задвижек. Трубопровод имеет относительно шероховатую поверхность, объемный расход воды в системе составляет 2,5 л/с. Определить общую эквивалентную длину прямолинейного трубопровода и потерю на трение в трубопроводе.

Р е ш е н и е. В табл. 15-1 находим, что эквивалентная длина стандартных колен диаметром 50 мм и полностью открытых задвижек диаметром 50 мм равна соответственно 1,52 и 0,37 м. По диаграмме на рис. 15-5 определяем, что при объемном расходе 2,5 л/с потери на трение на 1 м длины трубопровода диаметром 50 мм составляют 0,49 кПа. Давление 1 кПа эквивалентно 0,102 м вод. ст. (см. табл. 1-1).

Общая эквивалентная длина прямолинейной трубы 42 м, шести колен диаметром 50 мм (с эквивалентной длиной 1,52 м) 9,12 м, двух задвижек диаметром 500 мм (с эквивалентной длиной 0,37) 0,74 м, всего — 51,86 м.

Применяя уравнение (15-12), находим общие потери на трение в трубопроводе

$$\Delta p = 51{,}86 \times 0{,}49 \text{ кПа/м} = 25{,}41 \text{ кПа}.$$

Преобразуя величину потерь на трение, выраженных в килопаскалях в метры водяного столба, получим $\Delta p = 25{,}41$ кПа $\times$ $\times$ 0,102 = 2,59 м вод. ст.

В диаграммах на рис. 15-4 и 15-5 указаны величины потерь давления только для воды, однако их можно ис-

[1] Другой способ определения потери давления в арматуре, внезапных расширениях и др., заключается в использовании величины скоростного напора.

Таблица 15-1

Эквивалентная длина (в м) прямолинейного трубопровода для арматуры и фитингов

Арматура и фитинги	Номинальный диаметр трубы, мм												
	15	20	25	32	40	50	65	75	90	100	125	150	175
	Действительный диаметр трубы, мм												
	12,7	19,1	25,4	31,8	38,1	50,8	63,5	76,2	88,9	101,6	127	152,4	177,8
Задвижка (открытая)	0,09	0,15	0,18	0,24	0,27	0,37	0,43	0,52	0,61	0,76	0,91	1,07	1,22
Шаровой вентиль (открытый)	4,88	6,4	7,92	10,67	13,11	16,46	19,81	24,38	28,96	33,53	42,67	48,77	54,87
Угловой вентиль (открытый)	2,44	3,35	4,27	5,49	6,1	7,62	9,45	12,19	13,72	15,54	21,34	24,38	27,74
Колено													
45°	0,24	0,3	0,4	0,49	0,61	0,76	0,91	1,16	1,37	1,52	1,83	2,44	2,59
90°	0,46	0,61	0,76	1,07	1,37	1,52	1,98	2,44	3,05	3,35	4,27	4,88	5,49
90° (небольшой радиус)	0,43	0,55	0,7	0,91	1,07	1,37	1,58	2,07	2,44	2,74	3,35	4,27	4,57
90° (большой радиус)	0,3	0,46	0,61	0,76	0,91	1,07	1,22	1,52	1,83	2,31	2,74	3,05	3,66
90° (без радиуса)	0,91	1,37	1,68	2,29	2,74	3,66	4,27	5,18	6,1	6,71	7,92	10,06	11,58
180°	1,07	1,52	1,83	2,44	3,05	3,96	4,57	5,49	6,1	7,32	9,14	10,67	12,8
Тройник-патрубок*	0,91	1,37	1,68	2,29	2,74	3,66	4,27	5,18	6,1	6,71	7,92	10,06	12,8
Тройник на трубе	0,3	0,46	0,61	0,76	0,91	1,07	1,22	1,52	1,83	2,31	2,74	3,05	3,66
Резкое расширение от d до D**													
$d/D = 1/4$	0,46	0,61	0,76	1,07	1,37	1,52	1,98	2,44	3,05	3,35	4,27	4,88	5,49
$d/D = 1/2$	0,3	0,4	0,49	0,67	0,79	1,01	1,16	1,49	1,71	1,95	2,47	3,05	3,35
$d/D = 3/4$	0,09	0,15	0,18	0,24	0,27	0,37	0,43	0,52	0,61	0,76	0,91	1,07	1,22
Резкое сужение от D до d													
$D/d = 1/4$	0,24	0,3	0,4	0,49	0,61	0,76	0,91	1,16	1,37	1,52	1,83	2,44	2,59
$D/d = 1/2$	0,18	0,24	0,3	0,4	0,46	0,55	0,7	0,85	1,04	1,1	1,46	1,71	1,95
$D/d = 3/4$	0,09	0,15	0,18	0,24	0,27	0,4	0,43	0,52	0,61	0,76	0,91	1,07	1,22
Выход из бака в трубу (конец трубы заподлицо с дном бака)	0,27	0,4	0,46	0,61	0,73	0,91	1,1	1,37	1,55	1,83	2,29	2,74	3,35
Выход из бака в трубу (конец трубы выступает внутрь бака)	0,46	0,61	0,76	1,07	1,22	1,52	1,83	2,38	2,74	3,05	3,96	4,57	5,18

* Снижение давления в выходном боковом патрубке.
** Эквивалентная длина трубы меньшего диаметра.

пользовать и для других сред. Для этого значения потерь давления, определенные по этим диаграммам, умножают на поправочные коэффициенты, указанные в табл. 15-2.

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

В холодильной промышленности для циркуляции охлажденной воды, рассола и воды, охлаждающей конденсатор, обычно применяют центробежные насосы.

Центробежный насос состоит из вращающейся крыльчатки с лопатками, расположенной в неподвижном корпусе. Перекачиваемая жидкость всасывается у основания лопатки и отбрасывается к ее внешнему краю

Таблица 15-2

Поправочные коэффициенты снижения давления

Жидкость	Температура замерзания, °С	Плотность (в кг/л) при температуре, °С		Поправочный коэффициент на трение при температуре, °С								
		—29	—7	—29	—23	—18	—12	—7	—1	4	10	16
Рассол хлористого кальция плотностью												
1,1	—6,5	—	1,11	—	—	—	—	1,21	1,19	1,15	1,12	1,11
1,2	—21	—	1,21	—	—	1,49	1,44	1,38	1,33	1,28	1,26	1,24
1,25	—32,2	1,27	1,26	1,85	1,75	1,66	1,57	1,5	1,44	1,4	1,37	1,34
Рассол хлористого натрия плотностью												
1,1	—9,5	—	1,11	—	—	—	1,27	1,21	1,19	1,15	1,12	1,11
1,18	—21,1	—	1,19	—	1,58	1,5	1,44	1,39	1,33	1,28	1,25	1,22
Аммиак	—77,1	0,68	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65
Этиловый спирт												
100%-ный	—81,4	0,83	0,81	0,97	0,95	0,93	0,92	0,91	0,91	0,9	0,9	0,9
40%-ный	—30	0,93	0,91	1,45	1,39	1,33	1,29	1,23	1,19	1,15	1,12	1,1
Метиловый спирт												
100%-ный	—71,6	0,84	0,82	0,85	0,85	0,85	0,84	0,84	0,84	0,83	0,83	0,83
30%-ный	—21	—	0,96	1,32	1,26	1,22	1,19	1,16	1,12	1,09	1,07	1,05
Этиленгликоль												
60%-ный	—50,5	1,1	1,09	1,87	1,83	1,78	1,72	1,62	1,57	1,46	1,4	1,36
50%-ный	—38,9	1,09	1,08	1,83	1,74	1,64	1,54	1,48	1,42	1,37	1,31	1,26
30%-ный	—16,7	—	1,06	—	—	—	1,34	1,27	1,22	1,17	1,13	1,11
R11	—111,1	1,6	1,55	1,42	1,42	1,42	1,42	1,42	1,42	1,42	1,42	1,42
R12	—157,8	1,49	1,42	1,32	1,32	1,32	1,32	1,32	1,32	1,32	1,32	1,32
Хлористый метил	—97,8	1,02	0,97	1,13	1,13	1,13	1,12	1,12	1,12	1,11	1,11	1,11
Дихлорметан	—96,7	1,4	1,33	1,65	1,63	1,62	1,6	1,59	1,58	1,56	1,54	1,52

Примечание. Для получения величины снижения давления при движении указанных жидкостей через трубы следует умножить значение снижения давления воды (при одинаковом расходе через одну и ту же трубу) на коэффициенты, указанные в данной таблице.

центробежной силой. Жидкость при этом приобретает значительную скорость и ее давление повышается. Жидкость, покидающая край крыльчатки, собирается в корпусе и нагнетается через отверстие (рис. 15-6).

Крыльчатку насоса часто насаживают на вал приводного двигателя, в результате чего насос и двигатель образуют единый агрегат (рис. 15-7). В других случаях насос и двигатель являются раздельными агрегатами и их соединяют вместе посредством упругой муфты.

Производительность центробежного насоса зависит от конструкции и размера насоса, а также от частоты вращения вала электродвигателя. Объем перекачиваемой насосом жидкости обусловлен напором. Кривая напора и производительности типового центробежного насоса представлена на рис. 15-8. Обратите внимание, что напор максимален, когда вентиль на стороне нагнетания насоса закрыт, причем производительность насоса в это время равна нулю. При открывании вентиля напор уменьшается, а производительность увеличивается.

Номинальная производительность центробежных насосов выражается в литрах в секунду при различных напорах, т. е. центробежные насосы предназначены для создания определенного расхода при определенном напоре. Значения номинальной производительности

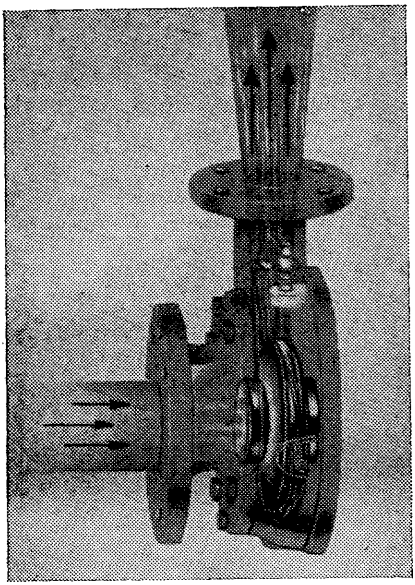


Рис. 15-6. Поток среды через центробежный насос

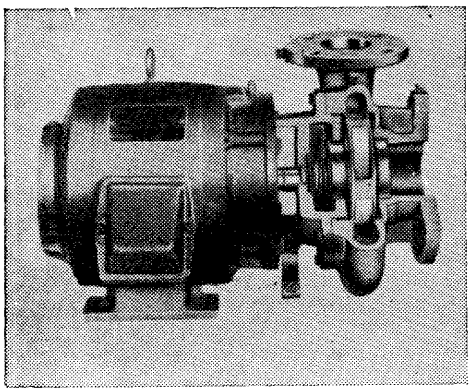


Рис. 15-7. Центробежный насос и электродвигатель в одном агрегате

насосов приводятся в таблицах, однако чаще всего их определяют по кривым напора и производительности (см. приложение 16). В любом случае, для выбора соответствующего насоса по каталогу завода-изготовителя необходимо знать величину требуемого расхода и общий напор.

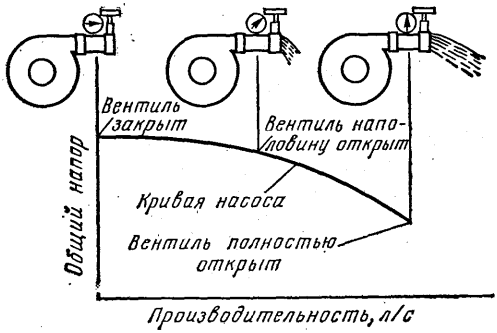


Рис. 15-8. Кривая, характеризующая увеличение производительности центробежного насоса с уменьшением напора

Общий напор насоса

Общий напор насоса — это сумма статического напора и потерь напора на трение. Статический напор определяется высотой между «свободным» уровнем жидкости и самой высокой точкой поднятия жидкости насосом. В системе циркуляции охлаждающей конденсатор воды (рис. 15-9) статический напор (в м вод. ст.) обозначает высоту (в м) между свободным уровнем воды в резервуаре градирни и распылительным коллектором градирни. Вода в нагнетательной трубе удерживается на уровне воды в резервуаре градирни вследствие напора в последней. Поэтому высота, на которую вода в действительности поднимается на-

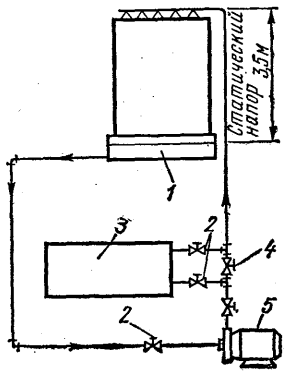


Рис. 15-9. Система циркуляции воды для охлаждения конденсатора (общая длина трубопроводов 24 м): *1* — градирня; *2* — задвижки; *3* — конденсатор; *4* — шаровой вентиль; *5* — насос

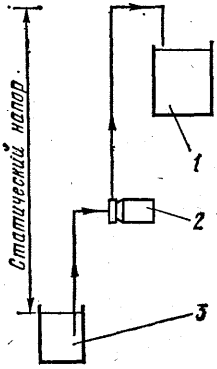


Рис. 15-10. Насосная система:
1 — верхний бак; *2* — насос; *3* — нижний бак

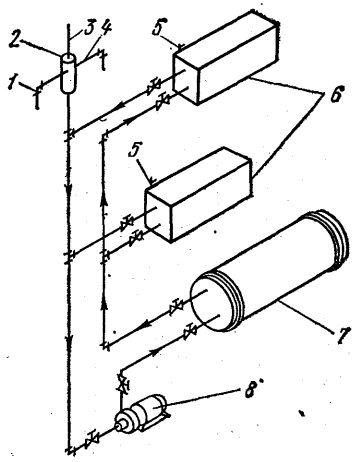


Рис. 15-11. Замкнутая система циркуляции охлажденной воды (или рассола):
1 — линия подпитки свежей водой; *2* — открытый уравнительный бачок; *3* — патрубок выпуска воздуха; *4* — переливная труба; *5* — вентили для выпуска воздуха; *6* — водяные воздухоохладители; *7* — испаритель; *8* — насос

сосом, — это только высота от уровня воды в резервуаре градирни до распылительного коллектора. Сравните систему циркуляции охлаждающей конденсатор воды (см. рис. 15-9) с насосной системой, показанной на рис. 15-10.

Когда трубопроводная система представляет собой замкнутую схему (рис. 15-11), статический напор насоса сбалансирован, так как расход жидкости на одной стороне системы точно равен расходу жидкости на другой стороне.

Кривая типовой трубной системы, характеризующая расход жидкости в зависимости от общего напора, приведена на рис. 15-12. Обратите внимание, что общий напор увеличивается с повышением расхода в системе. Увеличение расхода является результатом роста потерь напора на трение, причем статический напор остается постоянным.

Ранее указывалось, что потеря давления, или напора, потока среды из-за трения в трубопроводе находится в квадратной зависимости от скорости среды:

$$(v_1/v_2)^2 = H_2/H_1; \qquad (15\text{-}13)$$

$$H_2 = (v_2/v_1)^2 H_1, \qquad (15\text{-}14)$$

где v_1 — начальный объемный расход, л/с; v_2 — конечный объемный расход, л/с; H_1 — начальный напор, м; H_2 — конечный напор, м.

Применяя уравнение (15-14), можно вычислить данные для построения кривой, характеризующей трубную систему.

Пример 15-2. Трубная система имеет статический напор 3 м и потерю напора на трение 4 м при объемном расходе 8 л/с. Построить кривую для данной системы.

Р е ш е н и е. По уравнению (15-14) определяем напор в системе при объемном расходе 2 л/с

$$H_2 = (2 \text{ л/с}/8 \text{ л/с})^2 \ 4 \text{ м} = 0{,}25 \text{ м}.$$

Данные, приведенные ниже, получены с помощью подобных расчетов и использованы для построения кривой системы (рис. 15-12).

Расход, л/с	2	4	6	8	10	12
Напор, м вод. ст.	0,25	1,0	2,25	4,0	6,25	9

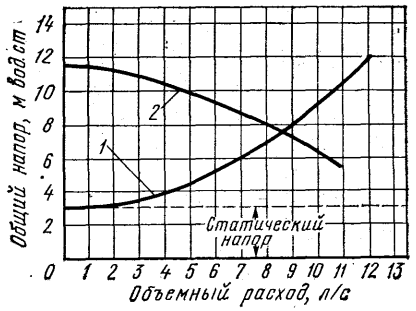


Рис. 15-12. Зависимость напора в трубопроводной системе от объемного расхода: *1* — кривая системы; *2* — кривая насоса

Обратите внимание, что точка пересечения кривой системы с кривой насоса — это точка баланса насосной системы.

Определение общего напора насоса

Потери давления в различных узлах системы, например в конденсаторе, испарителе, градирне, указаны в таблицах заводов-изготовителей.

Если в системе используют более одного конденсатора (испарителя и др.), то их соединяют параллельно и при расчетах напора учитывают только конденсатор, в котором давление снижается максимально. В системе оборотного водоснабжения общий напор насоса равен соотношению давления в градирне, включающего статический напор и потери напора на трение. В связи с этим статический напор градирни не учитывают при определении общего напора насоса. Когда статический напор градирни единственный в системе, то им можно пренебречь. Однако если в помещении имеется дополнительный бак для жидкости (см. рис. 14-22), то высота между уровнем воды в баке и нормальным уровнем воды в резервуаре градирни должна рассматриваться как отдельный статический напор.

Пример 15-3. Система рециркуляции воды (см. рис. 15-9) предназначена для работы холодильной установки производительностью 50 кВт. Расход в градирне равен 4 л/с (0,08 л/с на 1 кВт холодопроизводительности). Расход через конденсатор составляет 3 л/с [0,06 л/с/(с·кВт)], а 1 л/с [0,02 л/(с×кВт)] проходит через байпасную линию конденсатора. По таблицам номинальной производительности находим, что гидравлическое сопротивление градирни при расходе 4 л/с равно 8 м вод. ст., а снижение давления в конденсаторе при расходе 3 л/с составляет 52 кПа, или 5,3 м вод. ст. (52 кПа × × 0,102 м/кПа). Номинальный диаметр трубы 50 мм. Определить общий напор и выбрать насос по приложению 16.

Р е ш е н и е. Трубопроводная система состоит из прямолинейной трубы длиной 24 м, трех колен диаметром 50 мм (с эквивалентной длиной 1,52 м) длиной 4,56 м, двух тройников диаметрами 50 мм (с эквивалентной длиной 3,66 м) длиной 7,32 м, четырех задвижек (открытых) диаметром 50 мм (с эквивалентной длиной 0,37 м) длиной 1,48 м. Таким образом, общая эквивалентная длина трубопроводной системы составляет 37,36 м.

По диаграмме (см. рис. 15-5) находим, что снижение давления на 1 м трубы (при расходе 4 л/с и диаметре трубы 50 мм) составляет 1,25 кПа/м.

Применяя уравнение (15-12), рассчитываем общую потерю давления в трубопроводе

$$\Delta p = 37{,}36 \text{ м} \times 1{,}25 \text{ кПа/м} = 46{,}7 \text{ кПа}.$$

Потеря напора составляет

$$\Delta H = 46{,}7 \text{ кПа} \times 0{,}102 \text{ м/кПа} = 4{,}76 \text{ м}.$$

Общий напор равен: в трубопроводе 4,76 м, в конденсаторе 5,3 м, в градирне 8 м, а всего 18,06 м вод. ст.

По приложению 16 выбираем насос модели 1522-8, который имеет производительность 4 л/с при напоре 18,8 м.

Пример 15-4. Система рециркуляции воды имеет напор 21 м вод. ст. при расходе 5 л/с. Выбрать насос по приложению 16.

Р е ш е н и е. В приложении 16 находим, что самым небольшим насосом является модель 1522-16. Однако производительность этого насоса составляет 7,35 л/с при напоре 21 м вод. ст. Для получения требуемого расхода, равного 5 л/с, необходимо увеличить напор до 24,5 м вод. ст. Это можно осуществить, частично закрыв шаровой клапан на стороне нагнетания насоса.

Потребляемая мощность

Мощность, потребляемую насосом, определяют с помощью следующего уравнения:

$$N = mgH/\eta; \qquad (15\text{-}15)$$

$$N = v\rho gH/\eta, \qquad (15\text{-}16)$$

где N — мощность, Вт; m — массовый расход, кг/с; g — ускорение свободного падения, м/с^2; H — напор, м; η — КПД насоса; v — объемный расход, л/с; ρ — плотность, кг/л.

Пример 15-9. Насос, КПД которого 68%, нагнетает 3 л/с воды при напоре 22 м вод. ст. Вычислить потребляемую насосом мощность.

Р е ш е н и е. Принимая, что плотность воды равна 1 кг/л и применяя уравнение (15-16), находим

$$N = 3 \text{ л/с} \times 1 \text{ кг/л} \times 9{,}807 \text{ м/с}^2 \times 22 \text{ м}/0{,}68 = 951{,}86 \text{ Вт}.$$

Из уравнения (15-16) следует, что мощность, потребляемая насосом, увеличивается при повышении расхода, общего напора или плотности и понижается при увеличении КПД насоса.

Кривые мощности и КПД насоса показаны на рис. 15-13. Обратите внимание, что потребляемая насосом мощность минимальна при отсутствии расхода и увеличивается с увеличением его. Следовательно, для данного насоса любое уменьшение напора вызывает увеличение подачи и потребляемой насосом мощности.

КПД насоса, который имеет минимальную величину при отсутствии подачи, увеличивается до максимума при повышении расхода, а затем уменьшается (при дальнейшем увеличении расхода). Кривая КПД насоса (см. рис. 15-13) показывает, что максимальный КПД создается, когда у выбранного насоса точки требуемых расхода и производительности расположены на соответствующих кривых.

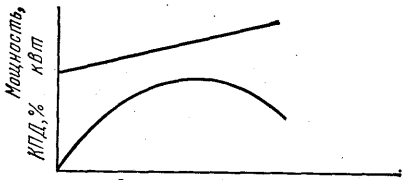


Рис. 15-13. Зависимость мощности и КПД насоса от объемного расхода

КОНСТРУКЦИИ ТРУБОПРОВОДОВ ДЛЯ ВОДЫ

Трубопроводную систему для воды следует проектировать с минимальными потерями на трение, и для этого она должна иметь небольшую длину и минимальное количество арматуры.

Систему подачи охлаждающей воды в конденсатор обычно изготовляют из стальных, пластмассовых или медных труб. Наиболее экономично применять трубы такого диаметра, чтобы при заданном расходе обеспечить скорость потока воды в диапазоне от 1,5 до 2,5 м/с. Например, примем, что необходимо подавать 9,5 л/с воды через трубопровод длиной 30 м. Следующие значения скорости и потери на трение указаны в диаграмме на рис. 15-5 при расходе 9,5 л/с через трубы различного диаметра (табл. 15-3).

Обратите внимание, что результатом увеличения диаметра трубопровода от 50 до 75 мм является значительное уменьшение потерь на трение (от 19,27 до 3,06 м), а увеличение диаметра от 75 до 100 мм уменьшает потери на трение еще на 2,39 м вод. ст. (от 3,06 до 0,67 м), что обычно не оправдывает увеличение стоимости трубопровода. Необходимо использовать трубопровод с диаметром 75 или 90 мм в зависимости от характеристик имеющегося в наличии насоса. Например, допустим, что две отдельные системы имеют напоры соответственно 18 и 20 м вод. ст. (без учета потерь на трение). В приложении 16 находим, что единственным подходящим насосом для той и другой системы является модель 1522-11 производительностью 9,5 л/с

Таблица 15-3

Потери напора в трубе в зависимости от ее диаметра и скорости движения

Номинальный диаметр трубы, мм	Скорость, м/с	Потери скоростного напора, кПа	Потери напора на трение на длину 30 м	
			кПа	м вод. ст.
50	5,1	7	207	21,1
65	3,2	2,2	66	6,73
75	2,3	0,85	25,5	2,6
90	1,7	0,42	12,6	1,28
100	1,3	0,24	7,2	0,73
125	0,8	0,08	2,4	0,24

при напоре 21,6 м. Поэтому в системе с напором 18 м допустимые потери на трение в трубопроводе составят 3,6 м (21,6 — 18), а в системе с напором 20 м — 1,6 м (21,6 — 20). Во второй системе необходимо использовать трубопровод диаметром 90 мм, так как вследствие применения трубопровода диаметром 75 мм общий напор превысит допустимую величину (21,6 м), что потребует применения насоса следующего, большего размера. Однако наиболее практичным диаметром для первой системы является 75 мм. Применение трубопровода диаметром 90 мм создает общий напор, равный только 18,73 м, что потребует дросселирования на стороне нагнетания насоса для повышения напора до 21,6 м и получения требуемого расхода, равного 9,5 л/с.

При проектировании трубных систем следует предусмотреть арматуру для эксплуатации и обслуживания системы циркуляции воды. Целесообразно применять шаровой вентиль на стороне нагнетания насоса для регулирования расхода воды. Если трубопровод длинный или в системе имеется большое количество воды, то запорные вентили на входе и выходе из насоса и конденсатора позволяют ремонтировать это оборудование без спуска воды из градирни. Спускной вентиль устанавливают в самой нижней точке трубопровода. Трубопровод прокладывают с уклоном для полного слива воды в зимнее время.

Насос монтируют ниже уровня воды в резервуаре градирни для обеспечения непрерывного заполнения насоса. Если требуется бесшумная его эксплуатация, можно соединить насос с трубопроводом посредством небольших отрезков резинового шланга.

ЗАДАЧИ

15-1. Определить статическое давление столба воды высотой 20 м при ее плотности 1000 кг/м^3.

15-2. Чему равен напор воды (в м), эквивалентный давлению 60 кПа.

15-3. Вычислить высоту столба среды (в м) при давлении на основание 75000 Па и плотности 1200 кг/м^3.

15-4. Столб среды высотой 10 м оказывает давление на основание 115 кПа. Какова средняя плотность среды?

15-5. Скорость движения воды в трубе равна 2,5 м/с. Вычислить скоростной напор и динамическое давление.

15-6. Какова скорость движения воды через трубу с внутренним сечением 0,002 м^2, если ее расход составляет 5 л/с (0,005 м^3/с).

15-7. Допустим, что потери давления из-за трения пренебрежимо малы. Потому общее давление воды в точке B равно давлению в точке A (см. рис. 15-3). Вычислить статическое давление в точке B, если статическое давление в точке A равно 70 кПа, а скорости движения воды в точках A и B соответственно равны 2 и 3 м/с.

15-8. Водяная трубная система изготовлена из медных труб с номинальным диамет-

ром 75 мм и общей длиной 30 м, девяти колен и двух задвижек. Расход воды через трубу равен 6 л/с. Вычислить общую эквивалентную длину системы и общие потери на трение (в м вод. ст.).

15-9. Решить задачу 15-7 с учетом того, что труба имеет шероховатую поверхность.

15-10. Статический напор в трубной системе равен 4 м, а потери напора на трение равны 2 м при расходе 4 л/с. Построить кривую расхода от 0 до 12 л/с с приращением 2 л/с.

15-11. Система циркуляции воды для охлаждения конденсатора изготовлена из трубы диаметром 75 мм с шероховатой поверхностью длиной 25 м и с восемью коленами по 90°. При требуемом расходе 11 л/с потери давления в конденсаторе составляют 38 кПа, а снижение давления в градирне — 3 м вод. ст. Дополнительный бак установлен в помещении на 2,5 м ниже резервуара градирни (статическое давление 2,5 м). Определить общую эквивалентную длину трубы и общий напор (в м вод. ст.).

15-12. Выбрать в приложении 16 насос для водяной системы конденсатора, описанной в задаче 15-11.

15-13. Применяя уравнение (15-16), вычислить потребляемую насосом мощность (см. условия задачи 15-12), если его КПД 65%.

Глава 16
ХЛАДАГЕНТЫ

ИДЕАЛЬНЫЙ ХЛАДАГЕНТ

Хладагентом может быть любое вещество, поглощающее теплоту из другого вещества или тела. В цикле паровой компрессионной холодильной машины хладагент — это рабочее вещество, которое попеременно выкипает и конденсируется при поглощении и отдаче теплоты. Хладагент должен обладать определенными химическими, физическими и термодинамическими свойствами для безопасной и экономичной эксплуатации паровой компрессионной холодильной машины.

С самого начала необходимо отметить, что не существует «идеального» хладагента, который можно было бы применять во всех случаях, так как условия и потребности многогранны. Следовательно, хладагент приближается к «идеальному» состоянию только в том смысле, что его свойства соответствуют условиям и потребностям эксплуатации.

В табл. 16-1 дан перечень веществ, обладающих такими свойствами, которые делают их пригодными для использования в качестве хладагентов. Однако ниже показано, что только часть из них применяется как хладагенты. Некоторые из них широко использовались в прошлом в качестве хладагентов, но позднее их место заняли новые химические соединения. Некоторые хладагенты находятся в стадии разработки и, вероятно, будут применяться в будущем.

В табл. 16-2 — 16-6 приведены термодинамические свойства ряда распространенных в настоящее время хладагентов. В одной из предыдущих глав уже рассматривалась методика использования этих таблиц.

БЕЗОПАСНОСТЬ

Безопасность хладагента — важнейший вопрос при его выборе. По этой причине некоторые вещества, которые могли бы быть хорошими хладагентами, используются ограниченно, например аммиак и некоторые углеводороды.

Хладагент должен быть химически инертным, невоспламеняющимся, взрывобезопасным и нетоксичным как в чистом виде, так и в смеси с любым количеством воздуха. Кроме того, хладагент не должен воздействовать отрицательно на смазочное масло или любой материал, используемый в холодильном оборудовании. Хладагент не должен отрицательно реагировать

Хладагенты

Таблица 16-1

Обозначение	Химическое наименование	Химическая формула	Молекулярная масса	Температура кипения при атмосферном давлении, °С
	Галоидуглеводородные соединения			
R10	Четыреххлористый углерод	CCl_4	153,8	76,8
R11	Монофтортрихлорметан	CCl_3F	137,4	26
R12	Дифтордихлорметан	CCl_2F_2	120,9	—29,8
R13	Трифтормонохлорметан	$CClF_3$	104,5	—81,4
R13B1	Трифтормонобромметан	$CBrF_3$	148,9	—57,8
R14	Тетрафторметан	CF_4	88	—128
R20	Хлороформ	$CHCl_3$	119,4	61
R21	Монофтордихлорметан	$CHCl_2F$	102,9	8,9
R22	Дифтормонохлорметан	$CHClF_2$	86,5	—40,8
R23	Трифторметан	CHF_3	70	—84,4
R30	Дихлорметан	CH_2Cl_2	84,9	40,7
R31	Монофтормонохлорметан	CH_2ClF	68,5	8,9
R32	Дифторметан	CH_2F_2	52	—51,9
R40	Хлористый метил	CH_3Cl	50,5	—23,8
R41	Фтористый метил	CH_3F	34	—78,2
(R50)*	Метан	CH_4	16	—161,7
R110	Гексахлорэтан	CCl_3CCl_3	236,8	185
R111	Монофторпентахлорэтан	CCl_3CCl_2F	220,3	137
R112	Дифтортетрахлорэтан	CCl_2FCCl_2F	203,8	92,8
R112a	Дифтортетрахлорэтан	CCl_3CClF_2	203,8	91
R113	Трифтортрихлорэтан	CCl_2FCClF_2	187,4	47,6
R113a	Трифтортрихлорэтан	CCl_3CF_3	187,4	45,7
R114	Тетрафтордихлорэтан	$CClF_2CClF_2$	170,9	3,6
R114a	Тетрафтордихлорэтан	CCl_2FCF_3	170,9	3,6
R114B2	Тетрафтордибромэтан	$CBrF_2CBrF_2$	259,9	47,6
R115	Пентафторхлорэтан	$CClF_2CF_3$	154,5	—38,7
R116	Гексафторэтан	CF_3CF_3	138	—78,2
R120	Пентахлорэтан	$CHCl_2CCl_3$	202,3	162,2
R123	Трифтордихлорэтан	$CHCl_2CF_3$	153	28,7
R124	Тетрафторхлорэтан	$CHClFCF_3$	136,5	—12
R124a	Тетрафторхлорэтан	CHF_2CClF_2	136,5	—10
R125	Пентафторэтан	CHF_2CF_3	120	—48,3
R133a	Трифторхлорэтан	CH_2ClCF_3	118,5	6,1
R140a	Трихлорэтан	CH_3CCl_3	133,4	73,9
R142в	Дифторхлорэтан	CH_3CClF_2	100,5	—11
R143a	Трифторэтан	CH_3CF_3	84	—47,5
R150a	Дихлорэтан	CH_3CHCl_2	98,9	60
R152a	Дифторэтан	CH_3CHF_2	66	—24,7
R160	Хлористый этил	CH_3CH_2Cl	64,5	12,2
(R170)*	Этан	CH_3CH_3	30	—88,6
R 218	Октафторпропан	$CF_3CF_2CF_3$	188	—38
(R290)*	Пропан	$CH_3CH_2CH_3$	44	—42,3
	Цикличные органические соединения			
RC316	Гексафтордихлорциклобутан	$C_4Cl_2F_6$	233	60
RC317	Гептафторонохлорциклобутан	C_4ClF_7	216,5	25
RC318	Оксафторциклобутан	C_4F_8	200	—6,1
	Азеотропные смеси			
R500	R12/R152a 73,8/26,2% мас.	CCl_2F_2/CH_3CHF_2	99,29	—33,3
R501	R22/R12 75/25% мас.	$CHClF_2/CCl_2F_2$	93,1	—41,1
R502	R22/R115 48,8/51,2% мас.	$CHClF_2/CClF_2CF_3$	112	—45,6

Обозначение	Химическое наименование	Химическая формула	Молекулярная масса	Температура кипения при атмосферном давлении, °С
		Различные органические соединения		
		Углеводородные хладагенты		
R50	Метан	CH_4	16	—161,7
R170	Этан	CH_3CH_3	30	—88,6
R290	Пропан	$CH_3CH_2CH_3$	44	—42,3
R600	Н-бутан	$CH_3CH_2CH_2CH_3$	58,1	—0,4
R601	Изобутан	$CH(CH_3)_3$	58,1	—10
(R1150)**	Этилен	$CH_2=CH_2$	28	—103,9
(R1270)**	Пропилен	$CH_3CH=CH_2$	42,1	—47,6
		Кислородные соединения		
R610	Диэтиловый эфир	$C_2H_5OC_2H_5$	74,1	34,6
R611	Метилформиат	$HCOOCH_3$	60	31,8
		Азотные соединения		
R630	Метиламин	CH_3NH_2	31,1	—6,5
R631	Этиламин	$C_2H_5NH_2$	45,1	16,6
		Неорганические соединения		
R717	Аммиак	NH_3	17	—33,3
R718	Вода	H_2O	18	100
R729	Воздух		29	—194,4
R744	Углекислота	CO_2	44	—78,3 (сублимация)
R744A	Закись азота	N_2O	44	—88,3
R764	Сернистый ангидрид	SO_2	64	—10
		Ненасыщенные органические соединения		
R1112a	Дифтордихлорэтилен	$CCl_2=CF_2$	133	19,4
R1113	Трифтормонохлорэтилен	$CClF=CF_2$	116,5	—26,8
R1114	Тетрафторэтилен	$CF_2=CF_2$	100	—76,1
R1120	Трихлорэтилен	$CHCl=CCl_2$	131,4	86,1
R1130	Дихлорэтилен	$CHCl=CHCl$	96,9	47,8
R1132a	Фтористый винилидин	$CH_2=CF_2$	64	—83,9
R1140	Хлористый винил	$CH_2=CHCl$	62,5	—13,9
R1141	Фтористый винил	$CH_2=CHF$	46	—72,2
R1150	Этилен	$CH_2=CH_2$	28	—103,9
R1270	Пропилен	$CH_3CH=CH_2$	42,1	—47,6

* Метан, этан и пропан приведены в разделе галоид углеводородных соединений цифровыми обозначениями но в скобках, так как эти вещества не являются галоидуглеводородными хладагентами.

** Этилен и пропилен — это углеводородные соединения. Поэтому они даны в разделе углеводородов в скобках. Этилен и пропилен подробно описаны в разделе ненасыщенных органических соединений.

Термодинамические свойства R12 в состоянии насыщения

Температура t, °С	Давление $p \cdot 10^{-5}$, Па	Удельный объем, м³/кг·10³		Плотность, кг/м³·10⁻⁶		Энтальпия жидкости i', кДж/кг	Теплота парообразования r, кДж/кг	Энтальпия, пара i'', кДж/кг	Энтропия, кДж/(кг·К)	
		жидкости v'	пара v''	жидкости ρ'	пара ρ''				жидкости s'	пара s''
—45	0,5044	0,65355	302,683	1,53010	0,00330	159,549	171,674	331,223	0,83901	1,59142
—44	0,5298	0,65472	289,157	1,52736	0,00346	160,427	171,260	331,687	0,84285	1,59016
—43	0,5562	0,65590	276,362	1,52462	0,00362	161,306	170,845	332,151	0,84667	1,58893
—42	0,5836	0,65709	264,249	1,52186	0,00378	162,186	170,429	332,615	0,85047	1,58773
—41	0,6121	0,65828	252,779	1,51910	0,00396	163,067	170,011	333,078	0,85427	1,58655
—40	0,6417	0,65949	241,910	1,51633	0,00413	163,948	169,593	333,541	0,85805	1,58539
—39	0,6724	0,66070	231,607	1,51355	0,00432	164,831	169,173	334,004	0,86181	1,58426
—38	0,7043	0,66192	221,835	1,51076	0,00451	165,714	168,752	334,466	0,86557	1,58315
—37	0,7373	0,66315	212,562	1,50796	0,00470	166,598	168,329	334,927	0,86931	1,58207
—36	0,7716	0,66438	203,759	1,50515	0,00491	167,483	167,905	335,388	0,87304	1,58100
—35	0,8071	0,66563	195,398	1,50233	0,00512	168,369	167,480	335,849	0,87676	1,57996
—34	0,8438	0,66689	187,453	1,49951	0,00533	169,255	167,054	336,309	0,88046	1,57894
—33	0,8819	0,66815	179,900	1,49667	0,00556	170,143	166,626	336,768	0,88415	1,57795
—32	0,9213	0,66942	172,716	1,49382	0,00579	171,031	166,196	337,227	0,88783	1,57697
—31	0,9620	0,67071	165,881	1,49097	0,00603	171,920	165,765	337,686	0,89150	1,57601
—30	1,0041	0,67200	159,375	1,48810	0,00627	172,810	165,333	338,143	0,89516	1,57507
—29	1,0477	0,67330	153,178	1,48522	0,00653	173,701	164,899	338,600	0,89880	1,57416
—28	1,0927	0,67461	147,275	1,48234	0,00679	174,593	164,463	339,057	0,90244	1,57326
—27	1,1397	0,67593	141,649	1,47944	0,00706	175,486	164,026	339,513	0,90606	1,57238
—26	1,1872	0,67726	136,284	1,47653	0,00734	176,380	163,587	339,968	0,90967	1,57152
—25	1,2368	0,67860	131,165	1,47361	0,00762	177,275	163,147	340,422	0,91327	1,57068
—24	1,2880	0,67996	126,282	1,47068	0,00792	178,171	162,705	340,876	0,91686	1,56985
—23	1,3408	0,69132	121,620	1,46774	0,00822	179,068	162,261	341,328	0,92043	1,56904
—22	1,3953	0,68269	117,167	1,46479	0,00853	179,965	161,815	341,780	0,92400	1,56825
—21	1,4515	0,68407	112,913	1,46183	0,00886	180,864	161,367	342,231	0,92756	1,56748
—20	1,5093	0,68547	108,847	1,45886	0,00919	181,764	160,918	342,682	0,93110	1,56672
—19	1,5690	0,68687	104,960	1,45587	0,00953	182,665	160,466	343,131	0,93464	1,56598
—18	1,6304	0,68829	101,242	1,45288	0,00988	183,567	160,013	343,580	0,93816	1,56526
—17	1,6937	0,68972	97,6841	1,44987	0,01024	184,470	159,558	344,028	0,94168	1,56454
—16	1,7589	0,69115	94,2788	1,44685	0,01061	185,374	159,100	344,474	0,94518	1,56385
—15	1,8260	0,69261	91,0182	1,44382	0,01099	186,279	158,641	344,920	0,94868	1,56317
—14	1,8950	0,69407	87,8951	1,44078	0,01138	187,185	158,180	345,365	0,95216	1,56250
—13	1,9660	0,69554	84,9027	1,43773	0,01178	188,093	157,716	345,809	0,95564	1,56185
—12	2,0390	0,69703	82,0344	1,43466	0,01219	189,001	157,250	346,252	0,95910	1,56121
—11	2,1140	0,69853	79,2842	1,43158	0,01261	189,911	156,783	346,693	0,96256	1,56059
—10	2,1912	0,70004	76,6464	1,42849	0,01305	190,822	156,312	347,134	0,96601	1,55997
— 9	2,2704	0,70157	74,1155	1,42538	0,01349	191,734	155,840	347,574	0,96945	1,55938
— 8	2,3519	0,70310	71,6864	1,42227	0,01395	192,647	155,365	348,012	0,97287	1,55879
— 7	2,4355	0,70465	69,3543	1,41914	0,01442	193,562	154,888	348,450	0,97629	1,55822
— 6	2,5214	0,70622	67,1146	1,41599	0,01490	194,477	154,408	348,886	0,97971	1,55765
— 5	2,6096	0,70780	64,9629	1,41284	0,01539	195,395	153,926	349,321	0,98311	1,55710
— 4	2,7001	0,70939	62,8952	1,40967	0,01590	196,313	153,442	349,755	0,98650	1,55657
— 3	2,7930	0,71099	60,9075	1,40648	0,01647	197,233	152,955	350,187	0,98989	1,55604
— 2	2,8882	0,71261	58,9963	1,40328	0,01695	198,154	152,465	350,619	0,99327	1,55552
— 1	2,9859	0,71425	57,1579	1,40007	0,01750	199,076	151,972	351,049	0,99664	1,55502
0	3,0861	0,71590	55,3892	1,39685	0,01805	200,000	151,477	351,477	1,00000	1,55452
1	3,1888	0,71756	53,6869	1,39361	0,01863	200,925	150,979	351,905	1,00335	1,55404
2	3,2940	0,71924	52,0481	1,39035	0,01921	201,852	150,479	352,331	1,00670	1,55356
3	3,4019	0,72094	50,4700	1,38708	0,01981	202,780	149,975	352,755	1,01004	1,55310
4	3,5124	0,72265	48,9499	1,38374	0,02043	203,710	149,468	353,179	1,01337	1,55264
5	3,6255	0,72438	47,4853	1,38049	0,02106	204,642	148,959	353,600	1,01670	1,55220
6	3,7414	0,72612	46,0737	1,37718	0,02170	205,575	148,446	354,020	1,02001	1,55176
7	3,8601	0,72788	44,7129	1,37384	0,02236	206,509	147,930	354,439	1,02333	1,55133
8	3,9815	0,72966	43,4006	1,37050	0,02304	207,445	147,411	354,856	1,02663	1,55091
9	4,1058	0,73145	42,1349	1,36713	0,02373	208,383	146,889	355,272	1,02993	1,55050
10	4,2330	0,73327	40,9137	1,36375	0,02444	209,323	146,363	355,686	1,03322	1,55010
11	4,3631	0,73510	39,7352	1,36035	0,02517	210,264	145,834	356,098	1,03650	1,54970
12	4,4962	0,73695	38,5975	1,35694	0,02591	211,207	145,302	356,509	1,03978	1,54931
13	4,6323	0,73882	37,4991	1,35350	0,02667	212,152	144,766	356,918	1,04305	1,54893
14	4,7714	0,74071	36,4382	1,35005	0,02744	213,099	144,226	357,325	1,04632	1,54856
15	4,9187	0,74262	35,4133	1,34659	0,02824	214,048	143,683	357,730	1,04958	1,54819
16	5,0591	0,74455	34,4230	1,34310	0,02905	214,998	143,135	358,134	1,05284	1,54783
17	5,2076	0,74649	33,4658	1,33960	0,02988	215,951	142,584	358,535	1,05609	1,54748
18	5,3594	0,74846	32,5405	1,33608	0,03078	216,906	142,029	358,935	1,05933	1,54713
19	5,5145	0,75045	31,6457	1,33253	0,03160	217,863	141,470	359,333	1,06258	1,54679
20	5,6729	0,75246	30,7802	1,32897	0,03249	218,821	140,907	359,729	1,06581	1,54645
21	5,8347	0,75449	29,9429	1,32539	0,03340	219,783	140,340	360,122	1,06904	1,54612
22	5,9998	0,75655	29,1327	1,32179	0,03433	220,746	139,768	360,514	1,07227	1,54579

Температура t, °С	Давление $p \cdot 10^{-6}$, Па	Удельный объем, м³/кг·10³		Плотность, кг/м³·10⁻³		Энтальпия жидкости i', кДж/кг	Теплота парообразования r, кДж/кг	Энтальпия пара i'' кДж/кг	Энтропия кДж/(кг·К)	
		жидкости v'	пара v''	жидкости ρ'	пара ρ''				жидкости s'	пара s''
23	6,1684	0,75863	28,3485	1,31817	0,03528	221,712	139,197	360,904	1,07549	1,54547
24	6,3405	0,76073	27,5894	1,31453	0,03625	222,680	138,611	361,291	1,07871	1,54515
25	6,5162	0,76286	26,8542	1,31086	0,03724	223,650	138,026	361,676	1,08193	1,54484
26	6,6954	0,76501	26,1422	1,30718	0,03825	224,623	137,436	362,059	1,08514	1,54453
27	6,8782	0,76718	25,4524	1,30347	0,03929	225,598	136,841	362,439	1,08835	1,54423
28	7,0647	0,76938	24,7840	1,29974	0,04035	226,576	136,241	362,817	1,09155	1,54393
29	7,2550	0,77161	24,1362	1,29599	0,04143	227,557	135,636	363,193	1,09475	1,54363
30	7,4490	0,77386	23,5082	1,29222	0,04254	228,540	135,026	363,566	1,09795	1,54334
31	7,6468	0,77614	22,6993	1,28842	0,04367	229,526	134,411	363,937	1,10115	1,54305
32	7,8485	0,77845	22,3088	1,28460	0,04483	230,515	133,790	364,305	1,10434	1,54276
33	8,0541	0,78079	21,7359	1,28075	0,04601	231,506	133 164	364,670	1,10753	1,54247
34	8,2636	0,78316	21,1802	1,27688	0,04721	232,501	132,542	365,033	1,11072	1,54219
35	8,4772	0,78556	20,6408	1,27298	0,04845	233,498	131,894	365,392	1,11391	1,54191
36	8,6948	0,78799	20,1173	1,26906	0,04971	234,499	131,250	365,749	1,11710	1,54163
37	8,9164	0,79045	19,6091	1,26511	0,05100	235,508	130,600	366,103	1,12028	1,54135
38	9,1473	0,79294	19,1156	1,26113	0,05231	236,510	129,943	366,454	1,12347	1,54107
39	9,3723	0,79546	18,6362	1,25713	0,05366	237,521	129,281	366,802	1,12665	1,54079
40	9,6065	0,79802	18,1706	1,25309	0,05503	238,535	128,611	367,146	1,12984	1,54051
41	9,8451	0,80062	17,7182	1,24903	0,05644	239,552	127,935	367,487	1,13302	1,54024
42	10,088	0,80325	17,2785	1,24494	0,05788	240,574	127,252	367,825	1,13620	1,53996
43	10,335	0,80597	16,8511	1,24082	0,05934	241,598	126,561	368,160	1,13938	1,53968
44	10,587	0,80863	16,4356	1,23667	0,06084	242,627	125,864	368,491	1,14257	1,53941
45	10,843	0,81137	16,0316	1,23248	0,06238	243,659	125,153	368,818	1,14575	1,53913
46	11,104	0,81416	15,6386	1,22826	0,06394	244,696	124,445	369,141	1,14884	1,53885
47	11,369	0,81698	15,2563	1,22401	0,06555	245,736	123,735	369,461	1,15213	1,53856
48	11,639	0,81985	14,8844	1,21973	0,06718	246,781	122,996	369,777	1,15532	1,53828
49	11,914	0,82277	14,5224	1,21541	0,06886	247,830	122,258	370,088	1,15851	1,53799
50	12,193	0,82573	14,1701	1,21105	0,07057	248,884	121,512	370,396	1,16170	1,53770
51	12,477	0,82873	13,8271	1,20666	0,07232	249,942	120,757	370,699	1,16490	1,53741
52	12,766	0,83179	13,4931	1,20223	0,07411	251,004	119,993	370,997	1,16810	1,53712
53	13,060	0,83489	13,1678	1,19776	0,07594	252,072	119,220	371,292	1,17130	1,53682
54	13,359	0,83804	12,8509	1,19326	0,07782	253,144	118,437	371,581	1,17451	1,53651
55	13,663	0,84125	12,5421	1,18871	0,07973	254,222	117,644	371,865	1,17772	1,53620
56	13,972	0,84451	12,2412	1,18412	0,08169	255,304	116,841	372,145	1,18093	1,53589
57	14,286	0,84783	11,9479	1,17948	0,08370	256,392	116,027	372,419	1,18415	1,53557
58	14,605	0,85121	11,6620	1,17480	0,08575	257,486	115,202	372,688	1,18738	1,53524
59	14,929	0,85464	11,3832	1,17008	0,08785	258,585	114,367	372,952	1,19061	1,53491
60	15,259	0,85814	11,1113	1,16531	0,09000	259,690	113,519	373,210	1,19384	1,53457
61	15,594	0,86171	10,8460	1,16049	0,09220	260,801	112,660	373,461	1,19709	1,53422
62	15,935	0,86534	10,5872	1,15562	0,09445	261,918	111,789	373,707	1,20084	1,53387
63	16,280	0,86904	10,3346	1,15069	0,09676	263,042	110,905	373,947	1,20359	1,53351
64	16,632	0,87282	10,0881	1,14572	0,09913	264,172	110,008	374,180	1,20686	1,53313

Примечание ред. В отечественной литературе имеются более точные и надежные таблицы термодинамических свойств, учитывающие новейшие экспериментальные и теоретические исследования. Однако приведенные таблицы вполне пригодны для проведения учебных и приближенных расчетов. Расхождения в значениях энтальпии и энтропии в отечественных и зарубежных таблицах обусловлены выбором произвольной константы в состоянии кипящей жидкости при 0°С.

на присутствие влаги, которая, несмотря на самые жесткие меры предосторожности, все же присутствует во всех холодильных системах. Хладагент не должен наносить вред, портить пищевые продукты или любые другие изделия при утечке из системы.

ТОКСИЧНОСТЬ

Все хладагенты токсичны в том отношении, что при достаточно высокой концентрации в помещении они вытесняют воздух и вызывают удушье. Токсичность — это относительное свойство, которое проявляется, если создается опасная степень концентрации данного вещества в воздухе. Хладагенты по степени токсичности разделены на 6 групп, причем группы расположены в нисходящей последовательности (колонка 2 табл. 16-7).

К группе 1 относятся высокотоксичные хладагенты, которые способны

вызвать смерть или нанести серьезный вред здоровью человека при относительно небольшой концентрации или при нахождении человека в такой атмосфере сравнительно короткое время. В группу 6 входят хладагенты со слабой токсичностью, которые могут нанести вред здоровью человека только при относительно высокой концентрации. Хладагенты в группе 6 считаются нетоксичными, так как практически при их использовании вред наносится не самими этими веществами, а из-за недостаточного количества воздуха в помещении. Необходимо подчеркнуть, что токсичны не некоторые хладагенты (в нормальном состоянии) в смеси с воздухом, а продукты их распада, образующиеся под воздействием открытого пламени или электронагревательного прибора. Продукты распада высокотоксичны, и в течение короткого времени могут нанести серьезный вред, например фторированные хладагенты (см. колонку 6 табл. 16-7).

ВОСПЛАМЕНЯЕМОСТЬ И ВЗРЫВООПАСНОСТЬ

Большинство распространенных хладагентов не воспламеняются и взрывобезопасны, за исключением аммиака и углеводородных соединений. Смесь аммиака и воздуха определенной концентрации обладает некоторой воспламеняемостью и взрывоопасностью. Однако при соответствующих мерах предосторожности опасность применения аммиака пренебрежимо мала.

Углеводородные вещества отличаются высокой воспламеняемостью и взрывоопасностью и применяются в качестве хладагентов только в установках специального назначения под надзором опытного обслуживающего персонала. Углеводородные хладагенты имеют отличные термодинамические свойства, в связи с чем их часто используют в сверхнизкотемпературных установках, в которых опасность их использования уменьшена до минимума, так как такое оборудование находится под постоянным надзором персонала, имеющего опыт работы с воспламеняющимися и взрывоопасными веществами.

Степень опасности при использовании токсичных хладагентов зависит от ряда факторов, например соотношения между объемом хладагента и объемом помещения, типа помещения, наличия или отсутствия открытого пламени, запаха хладагента и опыта обслуживающего персонала. Так, небольшое количество высокотоксичного хладагента оказывает незначительный вред при использовании в большом помещении, так как его утечка не может привести к опасной концентрации в воздухе. Кроме того, опасность применения токсичных хладагентов несколько уменьшается тем, что такие хладагенты (включая продукты их распада) отличаются характерным запахом, который предупреждает об опасности. В настоящее время единственным токсичным хладагентом, применяемым в большом количестве, является аммиак. Он используется в основном на мясоперерабатывающих предприятиях, фабриках мороженого и на больших холодильниках, где обычно работает опытный обслуживающий персонал.

ЭКОНОМИЧНАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ДРУГИЕ ВОПРОСЫ

Естественно, что с точки зрения экономичной эксплуатации желательно, чтобы хладагент имел такие физические и термодинамические характеристики, которые бы обеспечивали минимальный расход энергии на единицу холодопроизводительности, т. е. создавали бы высокий холодильный коэффициент. Наиболее важными свойствами хладагента, влияющими на производительность и КПД, являются скрытая теплота парообразования,

Термодинамические свойства перегретого пара R12

Температура t, °С	Удельный объем v, м³/кг·10³	Энтальпия i, кДж/кг	Энтропия S, кДж/(кг·К)	Удельный объем v, м³/кг·10³	Энтальпия i, кДж/кг	Энтропия s, кДж/(кг·К)	Удельный объем v, м³/кг·10³	Энтальпия i, кДж/кг	Энтропия s, кДж/(кг·К)	Удельный объем v, м³/кг·10³	Энтальпия i, кДж/кг	Энтропия s, кДж/(кг·К)
	—40°С(0,6417·10⁵Па)			—39°С(0,6724·10⁵Па)			—38°С(0,7043·10⁵Па)			—37°С(0,7373·10⁵Па)		
—40	241,910	333,541	1,5854	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—35	247,723	336,319	1,5972	236,059	336,232	1,5937	225,034	336,142	1,5902	214,606	336,048	1,5868
—30	253,498	339,119	1,6088	241,591	339,037	1,6054	230,336	338,953	1,6019	219,691	338,865	1,5985
—25	259,238	341,941	1,6203	247,088	341,864	1,6169	235,603	341,785	1,6134	224,741	341,702	1,6100
—20	264,948	344,785	1,6316	252,554	344,713	1,6282	240,839	344,638	1,6248	229,759	344,560	1,6214
—15	270,631	347,652	1,6429	257,993	347,584	1,6395	246,047	347,513	1,6361	234,750	347,440	1,6327
—10	276,288	350,541	1,6539	263,407	350,477	1,6506	251,230	350,410	1,6472	239,715	350,341	1,6438
—5	281,923	353,453	1,6649	268,798	353,392	1,6615	256,391	353,329	1,6582	244,657	353,264	1,6548
0	287,538	356,387	1,6757	274,168	356,330	1,6724	261,530	356,270	1,6690	249,579	356,208	1,6657
5	293,134	359,344	1,6865	279,520	359,289	1,6831	266,651	359,233	1,6798	254,482	359,174	1,6765
10	298,713	362,323	1,6971	284,854	362,271	1,6937	271,755	362,218	1,6904	259,367	362,162	1,6871
15	304,276	365,324	1,7076	290,174	365,275	1,7043	276,844	365,224	1,7009	264,237	365,172	1,6977
20	309,826	368,348	1,7180	295,479	368,301	1,7247	281,918	368,253	1,7114	269,093	368,203	1,7081
25	315,362	371,394	1,7283	300,771	371,349	1,7250	286,979	371,303	1,7217	273,936	371,255	1,7184
30	320,887	374,461	1,7385	306,052	374,418	1,7352	292,029	374,374	1,7319	278,767	374,329	1,7286
35	326,401	377,550	1,7486	311,321	377,509	1,7453	297,067	377,467	1,7420	283,587	377,424	1,7388
40	331,906	380,660	1,7586	316,581	380,621	1,7553	302,096	380,581	1,7520	288,398	380,539	1,7488
45	337,401	383,791	1,7685	321,832	383,754	1,7652	307,116	383,716	1,7620	293,199	383,676	1,7587
50	342,888	386,943	1,7784	327,074	386,907	1,7751	312,127	386,871	1,7718	297,992	386,833	1,7686
55	348,367	390,115	1,7881	332,309	390,081	1,7848	317,131	390,046	1,7816	302,777	390,010	1,7783
60	353,840	393,308	1,7978	337,537	393,276	1,7945	322,127	393,242	1,7912	307,555	393,207	1,7880
65	359,305	396,521	1,8073	342,758	396,490	1,8041	327,117	396,458	1,8008	312,326	396,424	1,7976
70	364,765	399,754	1,8168	347,973	399,724	1,8135	332,101	399,693	1,8103	317,092	399,660	1,8071
75	370,219	403,006	1,8262	353,183	402,977	1,8230	337,080	404,947	1,8197	321,852	402,916	1,8165
80	375,668	406,277	1,8356	358,387	406,250	1,8323	342,053	406,221	1,8291	326,606	406,191	1,8258
	—36°С(0,7716·10⁵Па)			—35°С(0,8071·10⁵Па)			—34°С(0,8438·10⁵Па)			—33°С(0,8819·10⁵Па)		
—35	204,739	335,950	1,5834	195,398	335,849	1,5800	—	—	—	—	—	—
—30	209,618	338,773	1,5951	200,083	338,678	1,5917	191,051	338,579	1,5884	182,492	338,476	1,5850
—25	214,463	341,616	1,6067	204,732	341,526	1,6033	195,516	341,433	1,6000	186,783	341,337	1,5967
—20	219,275	344,479	1,6181	209,351	344,395	1,6148	199,950	344,308	1,6114	191,042	344,217	1,6081
—15	224,060	347,363	1,6294	213,940	347,284	1,6261	204,356	347,202	1,6228	195,273	347,116	1,6195
—10	228,819	350,269	1,6405	218,504	350,194	1,6372	208,735	350,116	1,6339	199,478	350,036	1,6307
—5	233,555	353,196	1,6515	223,045	353,125	1,6483	213,091	353,052	1,6450	203,659	352,976	1,6418
0	238,270	356,144	1,6624	227,565	356,077	1,6592	217,426	356,008	1,6559	207,819	355,906	1,6527
5	242,967	359,113	1,6732	232,066	359,050	1,6699	221,742	358,984	1,6667	211,960	358,916	1,6635
10	247,646	362,104	1,6839	236,550	362,044	1,6806	226,041	361,982	1,6774	216,083	361,917	1,6742
15	252,310	365,117	1,6944	241,018	365,060	1,6912	230,324	365,001	1,6880	220,191	364,939	1,6848
20	256,959	368,150	1,7048	245,472	368,096	1,7016	234,593	368,040	1,6984	224,284	367,982	1,6952
25	261,595	371,205	1,7152	249,913	371,154	1,7120	238,849	371,100	1,7088	228,365	371,045	1,7056
30	266,220	374,281	1,7254	254,342	374,232	1,7222	243,092	374,181	1,7190	232,433	374,129	1,7159
35	270,833	377,378	1,7355	258,760	377,332	1,7323	247,325	377,283	1,7292	236,490	377,233	1,7260
40	275,437	380,496	1,7456	263,168	380,451	1,7424	251,548	380,405	1,7392	240,537	380,357	1,7361
45	280,031	383,635	1,7555	267,566	383,592	1,7523	255,761	383,547	1,7492	244,575	383,501	1,7460
50	284,617	386,793	1,7654	271,957	386,752	1,7622	259,966	386,710	1,7590	248,605	386,666	1,7559
55	289,196	389,972	1,7751	276,339	389,933	1,7720	264,163	389,892	1,7688	252,626	389,850	1,7657
60	293,767	393,171	1,7848	280,715	393,133	1,7816	268,353	393,094	1,7785	256,641	393,054	1,7754

65	298,332	396,389	1,7944	285,084	396,353	1,7912	272,537	396,315	1,7881	260,649	396,277	1,7850
70	302,890	399,627	1,8039	289,447	399,592	1,8007	276,715	399,556	1,7976	264,650	399,519	1,7945
75	307,443	402,884	1,8133	293,804	402,850	1,8102	280,886	402,816	1,8070	268,647	402,780	1,8039
80	311,991	406,160	1,8227	298,156	406,128	1,8195	285,053	406,094	1,8164	272,638	406,060	1,8133
85	316,534	409,454	1,8319	302,503	409,423	1,8288	289,215	409,391	1,8256	276,624	409,358	1,8225
		—32°C(0,9213·10⁵Па)			—31°C(0,9620·10⁵Па)			—30°C(1,0041·10⁵Па)			—29,79°C(1,0132·10⁵Па)	
—30	174,377	338,369	1,5817	166,679	338,258	1,5784	159,375	338,143	1,5751	—	—	—
—25	178,503	341,237	1,5934	170,650	341,133	1,5901	163,197	341,025	1,5868	161,672	341,002	1,5861
—20	182,597	344,123	1,6049	174,587	344,025	1,6016	166,986	343,924	1,5984	165,431	343,902	1,5977
—15	186,662	347,028	1,6162	178,495	346,936	1,6130	170,745	346,841	1,6098	169,160	346,820	1,6091
—10	190,701	349,952	1,6275	182,377	349,866	1,6242	174,478	349,776	1,6210	172,863	349,756	1,6204
—5	194,717	352,897	1,6385	186,236	352,815	1,6353	178,188	352,730	1,6322	176,542	352,712	1,6315
0	198,711	355,861	1,6495	190,073	355,784	1,6463	181,875	355,704	1,6431	180,199	355,686	1,6425
5	202,686	358,846	1,6603	193,890	358,772	1,6571	185,544	358,697	1,6540	183,837	358,680	1,6533
10	206,643	361,851	1,6710	197,690	361,781	1,6679	189,194	361,709	1,6647	187,457	361,694	1,6641
15	210,585	364,876	1,6816	201,474	364,810	1,6785	192,829	364,742	1,6754	191,061	364,727	1,6747
20	214,512	367,921	1,6921	205,243	367,859	1,6890	196,449	367,794	1,6859	194,650	367,780	1,6852
25	218,426	370,988	1,7025	209,000	370,928	1,6993	200,055	370,866	1,6962	198,226	370,853	1,6956
30	222,328	374,074	1,7127	212,744	374,017	1,7096	203,650	373,958	1,7065	201,790	373,946	1,7059
35	226,219	377,180	1,7229	216,477	377,126	1,7198	207,233	377,070	1,7167	205,343	377,058	1,7161
40	230,099	380,307	1,7330	220,200	380,255	1,7299	210,807	380,202	1,7268	208,885	380,190	1,7261
45	233,971	383,454	1,7429	223,914	383,404	1,7398	214,371	383,353	1,7368	212,419	383,342	1,7361
50	237,834	386,620	1,7528	227,619	386,573	1,7497	217,926	386,524	1,7467	215,944	386,513	1,7460
55	241,689	389,806	1,7626	231,316	388,761	1,7595	221,474	389,714	1,7565	219,461	389,704	1,7558
60	245,537	393,012	1,7723	235,006	392,968	1,7692	225,014	392,923	1,7662	222,970	392,914	1,7655
65	249,379	396,236	1,7819	238,690	396,195	1,7788	228,548	396,152	1,7758	226,474	396,142	1,7751
70	253,214	399,480	1,7914	242,367	399,440	1,7883	232,075	399,399	1,7853	229,971	399,390	1,7847
75	257,044	402,743	1,8008	246,039	402,704	1,7978	235,597	402,664	1,7948	233,462	402,656	1,7941
80	260,868	406,024	1,8102	249,706	405,987	1,8071	239,114	405,948	1,8041	236,948	405,940	1,8035
85	264,688	409,323	1,8195	253,367	409,287	1,8164	242,626	409,251	1,8134	240,429	409,243	1,8128
90	268,503	412,641	1,8287	257,025	412,606	1,8256	246,133	412,571	1,8226	243,906	412,563	1,8220
		—29°C(1,0477·10⁵Па)			—28°C(1,0927·10⁵Па)			—27°C(1,1392·10⁵Па)			—26°C(1,1872·10⁵Па)	
—25	156,121	340,913	1,5836	149,400	340,797	1,5803	143,013	340,676	1,5771	136,941	340,551	1,5739
—20	159,769	343,819	1,5951	152,914	343,710	1,5919	146,401	343,597	1,5887	140,209	343,479	1,5856
—15	163,388	346,742	1,6066	156,399	346,639	1,6034	149,759	346,533	1,6002	143,446	346,423	1,5971
—10	166,979	349,683	1,6179	159,857	349,586	1,6147	153,089	349,486	1,6116	146,656	349,382	1,6084
—5	170,547	352,647	1,6290	168,291	352,551	1,6259	156,396	352,457	1,6227	149,841	352,359	1,6196
0	174,094	355,620	1,6400	166,703	355,534	1,6369	159,680	355,445	1,6338	153,004	355,353	1,6307
5	177,620	358,618	1,6509	170,095	358,537	1,6478	162,944	358,452	1,6447	156,147	358,365	1,6416
10	181,129	361,635	1,6616	173,469	361,558	1,6585	166,191	361,478	1,6555	159,272	361,395	1,6524
15	184,622	364,671	1,6723	176,827	364,598	1,6692	169,421	364,522	1,6661	162,381	364,444	1,6631
20	188,100	367,727	1,6828	180,171	367,657	1,6797	172,636	367,585	1,6767	165,475	367,511	1,6736
25	191,565	370,802	1,6932	183,500	370,736	1,6901	175,838	370,668	1,6871	168,555	370,597	1,6841
30	195,017	373,898	1,7035	186,818	373,835	1,7004	179,028	373,769	1,6974	171,623	373,702	1,6944
35	198,458	377,012	1,7137	190,125	376,952	1,7106	182,207	376,890	1,7076	174,680	376,826	1,7046
40	201,890	380,147	1,7237	193,421	380,089	1,7207	185,375	380,030	1,7177	177,726	379,969	1,7147
45	205,312	383,300	1,7337	196,708	383,246	1,7307	188,533	383,189	1,7277	180,763	383,130	1,7248
50	208,725	386,473	1,7436	199,986	386,421	1,7406	191,684	386,367	1,7376	183,791	386,311	1,7347
55	212,130	389,666	1,7534	203,257	389,615	1,7504	194,826	389,564	1,7475	186,812	389,510	1,7445
60	215,529	392,877	1,7631	206,520	392,829	1,7601	197,961	392,779	1,7572	189,825	392,728	1,7542
65	218,920	396,107	1,7728	209,777	396,061	1,7698	201,089	396,013	1,7668	192,831	395,964	1,7639
70	222,306	399,356	1,7823	213,027	399,312	1,7793	204,211	399,266	1,7764	195,831	399,218	1,7734
75	225,685	402,623	1,7918	216,272	402,580	1,7888	207,328	402,536	1,7858	198,826	402,491	1,7829
80	229,060	405,909	1,8011	219,511	405,868	1,7982	210,439	405,825	1,7952	201,815	405,781	1,7923
85	232,429	409,212	1,8104	222,746	409,173	1,8074	213,545	409,132	1,8045	204,779	409,090	1,8016
90	235,795	412,534	1,8196	225,976	412,496	1,8167	216,647	412,456	1,8137	207,779	412,415	1,8108
95	239,156	415,873	1,8288	229,202	415,836	1,8258	219,744	415,798	1,8229	210,755	415,758	1,8199

Температура t, °С	Удельный объем v, м³/кг·10³	Энтальпия i, кДж/кг	Энтропия s, кДж/(кг·К)	Удельный объем v, м³/кг·10³	Энтальпия i, кДж/кг	Энтропия s, кДж/(кг·К)	Удельный объем v, м³/кг·10³	Энтальпия i, кДж/кг	Энтропия s, кДж/(кг·К)	Удельный объем v, м³/кг·10³	Энтальпия i, кДж/кг	Энтропия s, кДж/(кг·К)
	—25°С(1,2368·10⁵Па)			—24°С(1,2880·10⁵Па)			—23°С(1,3408·10⁵Па)			—22°С(1,3953·10⁵Па)		
−25	131,166	340,422	1,5707	—	—	—	—	—	—	—	—	—
−20	134,319	343,358	1,5824	128,715	343,232	1,5792	123,381	343,102	1,5761	118,301	342,967	1,5730
−15	137,442	346,309	1,5939	131,729	346,190	1,5908	126,291	346,068	1,5877	121,113	345,941	1,5846
−10	140,537	349,275	1,6053	134,715	349,164	1,6022	129,174	349,049	1,5991	123,896	348,929	1,5961
−5	143,607	352,258	1,6165	137,676	352,153	1,6135	132,031	352,044	1,6104	126,655	351,932	1,6074
0	146,655	355,257	1,6276	140,615	355,158	1,6246	134,865	355,056	1,6215	129,390	354,950	1,6185
5	149,683	358,275	1,6386	143,533	358,181	1,6355	137,679	358,084	1,6325	132,105	357,984	1,6295
10	152,693	361,309	1,6494	146,433	361,221	1,6464	140,475	361,129	1,6434	134,801	361,035	1,6404
15	155,686	364,363	1,6601	149,316	364,279	1,6571	143,254	364,192	1,6541	137,481	364,102	1,6511
20	158,664	367,434	1,6706	152,185	367,354	1,6677	146,018	367,272	1,6647	140,145	367,187	1,6617
25	161,629	370,524	1,6811	155,039	370,448	1,6781	148,768	370,370	1,6752	142,796	370,289	1,6722
30	164,581	373,632	1,6914	157,882	373,560	1,6885	151,505	373,486	1,6855	145,434	373,409	1,6826
35	167,522	376,759	1,7017	160,712	376,691	1,6987	154,231	376,620	1,6958	148,060	376,546	1,6929
40	170,453	379,905	1,7118	163,533	379,840	1,7088	156,947	379,772	1,7059	150,676	379,702	1,7030
45	173,374	383,070	1,7218	166,344	383,007	1,7189	159,653	382,942	1,7160	153,283	382,876	1,7131
50	176,286	386,253	1,7317	169,146	386,193	1,7288	162,351	386,131	1,7259	155,880	386,067	1,7230
55	179,191	389,454	1,7416	171,941	389,397	1,7387	165,040	389,338	1,7358	158,470	389,277	1,7329
60	182,088	392,674	1,7513	174,727	392,620	1,7484	167,722	392,563	1,7455	161,052	392,504	1,7427
65	184,978	395,913	1,7609	177,508	395,860	1,7581	170,397	395,806	1,7552	163,627	395,749	1,7523
70	187,863	399,169	1,7705	180,282	399,119	1,7676	173,066	399,066	1,7647	166,196	399,012	1,7619
75	190,741	402,444	1,7800	183,050	402,395	1,7771	175,729	402,345	1,7742	168,760	402,293	1,7714
80	193,614	405,736	1,7894	185,813	405,689	1,7865	178,387	405,641	1,7836	171,317	405,591	1,7808
85	196,483	409,046	1,7987	188,571	409,001	1,7958	181,040	408,954	1,7929	173,871	408,906	1,7901
90	199,346	412,373	1,8079	191,324	412,330	1,8050	183,689	412,285	1,8022	176,419	412,238	1,7994
95	202,206	415,718	1,8170	194,073	415,676	1,8142	186,333	415,632	1,8113	178,963	415,588	1,8085
	—21°С(1,4515·10⁵Па)			—20°С(1,5093·10⁵Па)			—19°С(1,5690·10⁵Па)			—18°С(1,6304·10⁵Па)		
−20	113,461	347,827	1,5698	108,847	342,682	1,5667	—	—	—	—	—	—
−15	116,179	345,810	1,5815	111,477	345,674	1,5784	106,993	345,533	1,5754	102,717	345,388	1,5723
−10	118,869	348,806	1,5930	114,078	348,678	1,5900	109,509	348,546	1,5869	105,152	348,410	1,5839
−5	121,533	351,816	1,6043	116,652	351,696	1,6013	111,909	351,572	1,5983	107,560	351,443	1,5953
0	124,175	354,841	1,6155	119,204	354,727	1,6125	114,465	354,610	1,6095	109,945	354,489	1,6066
5	126,795	357,881	1,6265	121,735	357,774	1,6236	116,910	357,663	1,6206	112,309	357,549	1,6177
10	129,397	360,937	1,6374	124,247	360,836	1,6345	119,336	360,731	1,6315	114,653	360,623	1,6286
15	131,982	364,009	1,6482	126,741	363,913	1,6452	121,745	363,814	1,6423	116,980	363,712	1,6394
20	134,552	367,099	1,6588	129,221	367,008	1,6559	124,139	366,914	1,6530	119,292	366,817	1,6501
25	137,107	370,205	1,6693	131,686	370,119	1,6664	126,518	370,030	1,6635	121,589	369,937	1,6607
30	139,650	373,329	1,6797	134,139	373,247	1,6768	128,885	373,162	1,6740	123,874	373,074	1,6711
35	142,182	376,471	1,6900	136,580	376,392	1,6871	131,240	376,311	1,6843	126,147	376,228	1,6814
40	144,703	379,630	1,7001	139,011	379,555	1,6973	133,584	379,478	1,6944	128,409	379,398	1,6916
45	147,214	382,807	1,7102	141,431	382,735	1,7074	135,919	382,662	1,7045	130,661	382,586	1,7017
50	149,717	386,001	1,7202	143,843	385,933	1,7173	138,244	385,863	1,7145	132,905	385,790	1,7117
55	152,211	389,214	1,7300	146,247	389,148	1,7272	140,562	389,081	1,7244	135,140	389,012	1,7216
60	154,698	392,444	1,7398	148,644	392,381	1,7370	142,872	392,317	1,7342	137,368	392,250	1,7314
65	157,178	395,691	1,7495	151,033	395,631	1,7467	145,175	395,569	1,7439	139,589	395,506	1,7411
70	159,657	398,956	1,7591	153,417	398,899	1,7563	147,472	398,840	1,7535	141,803	398,778	1,7507
75	162,120	402,239	1,7686	155,794	402,184	1,7658	149,763	402,127	1,7630	144,012	402,068	1,7602
80	164,583	405,539	1,7780	158,166	405,486	1,7752	152,049	405,431	1,7724	146,215	405,374	1,7697

85	167,041	408,856	1,7873
90	169,494	412,190	1,7965
95	171,943	415,541	1,8057
100	174,388	418,909	1,8148
	—17°C(1,6937·10⁵Па)		
—15	94,6355	345,237	1,5692
—10	100,993	348,268	1,5809
—5	103,325	351,310	1,5923
0	105,632	354,364	1,6036
5	107,918	357,431	1,6147
10	110,185	360,511	1,6257
15	112,434	363,606	1,6365
20	114,668	366,716	1,6472
25	116,887	369,842	1,6578
30	119,093	372,984	1,6683
35	121,288	376,142	1,6786
40	123,472	379,316	1,6888
45	125,645	387,507	1,6989
50	127,810	385,715	1,7089
55	129,967	388,940	1,7188
60	137,116	392,181	1,7286
65	134,259	395,440	1,7383
70	136,395	398,715	1,7480
75	138,525	402,007	1,7575
80	140,649	405,316	1,7669
85	142,769	408,641	1,7763
90	144,884	411,983	1,7855
95	146,994	415,341	1,7947
100	149,101	418,716	1,8038
105	151,204	422,106	1,8128
	—13°C(1,9660·10⁵Па)		
—10	86,1502	347,653	1,5689
—5	88,2074	350,732	1,5805
0	90,2396	353,820	1,5919
5	92,2495	356,918	1,6031
10	94,2394	360,027	1,6142
15	96,2113	363,148	1,6251
20	98,1669	366,282	1,6359
25	100,108	369,430	1,6466
30	102,036	372,592	1,6571
35	103,951	375,769	1,6675
40	105,856	378,961	1,6778
45	107,750	382,168	1,6879
50	109,635	385,391	1,6980
55	111,512	388,630	1,7079
60	113,382	391,885	1,7178
65	115,244	395,156	1,7275
70	117,100	398,442	1,7371
75	118,949	401,745	1,7467
80	120,794	405,064	1,7562
85	122,633	408,398	1,7655
90	124,467	411,749	1,7748
95	126,297	415,116	1,7840
100	128,124	418,498	1,7932
105	129,946	421,896	1,8022
110	131,765	425,309	1,8112

160,533	408,805	1,7845
162,896	412,141	1,7938
165,254	415,494	1,8029
167,608	418,863	1,8120
—16°C(1,7589·10⁵Па)		
94,7393	345,081	1,5662
97,0240	348,122	1,5779
99,2818	351,173	1,5894
101,515	354,234	1,6007
103,727	357,308	1,6118
105,920	360,396	1,6228
108,095	363,497	1,6337
110,254	366,613	1,6444
112,399	369,744	1,6550
114,530	372,891	1,6654
116,650	376,053	1,6758
118,759	379,232	1,6860
120,858	382,427	1,6961
122,948	385,638	1,7062
125,030	388,866	1,7161
127,104	392,111	1,7259
129,172	395,372	1,7356
131,233	398,650	1,7452
133,288	401,944	1,7548
135,337	405,256	1,7642
137,382	408,583	1,7736
139,422	411,927	1,7828
141,457	415,287	1,7920
143,489	418,664	1,8011
145,517	522,056	1,8102
—12°C(2,0390·10⁵Па)		
82,8408	347,486	1,5659
84,8373	350,575	1,5775
86,8085	353,672	1,5890
88,7572	356,779	1,6003
90,6856	359,895	1,6114
92,5959	363,024	1,6223
94,4898	366,165	1,6331
96,3689	369,319	1,6438
98,2345	372,486	1,6543
100,088	375,669	1,6647
101,930	378,865	1,6750
103,763	382,077	1,6852
105,586	385,304	1,6953
107,401	388,547	1,7052
109,208	391,805	1,7151
111,007	395,079	1,7248
112,801	398,369	1,7345
114,588	401,674	1,7440
116,370	404,996	1,7535
118,147	408,333	1,7629
119,919	411,686	1,7722
121,686	415,055	1,7814
123,450	418,439	1,7905
125,210	421,839	1,7996
126,966	425,254	1,8086

154,329	408,752	1,7817
156,605	412,090	1,7910
158,877	415,444	1,8002
161,145	418,815	1,8093
—15°C(1,8260·10⁵Па)		
91,0182	344,920	1,5632
93,2332	347,971	1,5749
95,4209	351,031	1,5864
97,5841	354,101	1,5977
99,7255	357,182	1,6089
101,847	360,277	1,6199
103,951	363,384	1,6308
106,039	366,506	1,6416
108,113	369,643	1,6522
110,173	372,794	1,6626
112,222	375,961	1,6730
114,260	379,144	1,6833
116,287	382,343	1,6934
118,306	385,558	1,7034
120,316	388,790	1,7133
122,319	392,038	1,7232
124,315	395,302	1,7329
126,304	398,583	1,7425
128,288	401,880	1,7521
130,266	405,194	1,7615
132,239	408,523	1,7709
134,207	411,870	1,7801
136,171	415,232	1,7893
138,131	418,610	1,7985
140,087	422,004	1,8075
—11°C(2,1140·10⁵Па)		
79,6753	347,313	1,5629
81,6140	350,413	1,5746
83,5270	353,520	1,5861
85,4173	356,635	1,5974
87,2871	359,760	1,6085
89,1385	362,896	1,6195
90,9734	366,044	1,6303
92,7934	369,204	1,6410
94,5999	372,377	1,6516
96,3941	375,565	1,6620
98,1772	378,767	1,6723
99,9501	381,983	1,6825
101,714	385,214	1,6926
103,469	388,461	1,7025
105,216	391,723	1,7124
106,957	395,000	1,7222
108,690	398,293	1,7318
110,418	401,602	1,7414
112,140	404,926	1,7509
113,857	408,266	1,7603
115,570	411,621	1,7696
117,278	414,992	1,7788
118,981	418,379	1,7879
120,682	421,781	1,7970
122,378	425,198	1,8060

148,413	408,697	1,7790
150,607	412,037	1,7883
152,796	415,394	1,7974
154,981	418,766	1,8065
—14°C(1,8950·10⁵Па)		
—	—	—
89,6116	347,814	1,5719
91,7325	350,884	1,5834
93,8286	353,962	1,5948
95,9027	357,052	1,6060
97,9570	360,154	1,6171
99,9934	363,268	1,6280
102,014	366,396	1,6387
104,019	369,538	1,6494
106,012	372,695	1,6599
107,992	375,867	1,6702
109,962	379,054	1,6805
111,922	382,257	1,6906
113,872	385,476	1,7007
115,814	388,711	1,7106
117,749	391,962	1,7204
119,676	395,230	1,7302
121,597	398,514	1,7398
123,512	401,813	1,7494
125,422	405,130	1,7588
127,326	408,462	1,7682
129,226	411,810	1,7775
131,122	415,175	1,7867
133,013	418,555	1,7958
134,901	421,951	1,8048
—10°C(2,1912·10⁵Па)		
76,6464	347,134	1,5600
78,5299	350,245	1,5717
80,3875	353,363	1,5832
82,2220	356,487	1,5945
84,0358	359,620	1,6057
85,8311	362,764	1,6167
87,6097	365,919	1,6276
89,3732	369,085	1,6383
91,1231	372,265	1,6488
92,8607	375,458	1,6593
94,5870	378,665	1,6696
96,3031	381,886	1,6798
98,0099	385,122	1,6899
99,7082	388,372	1,6999
101,399	391,638	1,7098
103,082	394,919	1,7195
104,759	398,215	1,7292
106,429	401,527	1,7388
108,094	404,854	1,7483
109,754	408,197	1,7577
111,410	411,555	1,7670
113,061	414,928	1,7762
114,707	418,317	1,7854
116,350	421,721	1,7944
117,990	425,140	1,8034

Температура t, °С	Удельный объем v, м³/кг·10³	Энтальпия i, кДж/кг	Энтропия s, кДж/(кг·К)	Удельный объем v, м³/кг·10³	Энтальпия i, кДж/кг	Энтропия s, кДж/(кг·К)	Удельный объем v, м³/кг·10³	Энтальпия i, кДж/кг	Энтропия s, кДж/(кг·К)	Удельный объем v, м³/кг·10³	Энтальпия i, кДж/кг	Энтропия s, кДж/(кг·К)
	—9°С(2,2704·10⁵Па)			—8°С(2,3519·10⁵Па)			—7°С(2,4355·10⁵Па)			—6°С(2,5214·10⁵Па)		
—5	75,5780	350,072	1,5688	72,7515	349,894	1,5658	70,0441	349,709	1,5629	67,4498	349,518	1,5600
0	77,3827	353,200	1,5803	74,5057	353,032	1,5774	71,7501	352,859	1,5746	69,1098	352,680	1,5717
5	79,1639	356,334	1,5917	76,2361	356,176	1,5888	73,4320	356,013	1,5860	70,7454	355,845	1,5832
10	80,9243	359,476	1,6029	77,9454	359,328	1,6001	75,0926	359,174	1,5973	72,3594	359,016	1,5945
15	82,6659	362,628	1,6139	79,6358	362,487	1,6111	76,7339	362,343	1,6084	73,9540	362,193	1,6056
20	84,3907	365,790	1,6248	81,3091	365,657	1,6220	78,3581	365,520	1,6193	75,5312	365,379	1,6166
25	86,1003	368,963	1,6355	82,9672	368,838	1,6328	79,9668	368,708	1,6301	77,0927	368,574	1,6274
30	87,7961	372,149	1,6461	84,6113	372,030	1,6434	81,5616	371,907	1,6407	78,6402	371,780	1,6380
35	89,4795	375,348	1,6566	86,2429	375,234	1,6539	83,1437	375,117	1,6512	80,1749	374,997	1,6486
40	91,1516	378,560	1,6669	87,8632	378,452	1,6643	84,7143	378,341	1,6616	81,6980	378,226	1,6589
45	92,8134	381,786	1,6771	89,4731	381,683	1,6745	86,2745	381,577	1,6718	83,2107	381,468	1,6692
50	94,4659	385,026	1,6873	91,0735	384,928	1,6846	87,8252	384,827	1,6820	84,7137	384,723	1,6794
55	96,1097	388,281	1,6972	92,6653	388,187	1,6946	89,3672	388,090	1,6920	86,2081	387,991	1,6894
60	97,7457	391,551	1,7071	94,2492	391,461	1,7045	90,9012	391,368	1,7019	87,6944	391,273	1,6993
65	99,3746	394,835	1,7169	95,8259	394,749	1,7143	92,4280	394,661	1,7117	89,1734	394,569	1,7092
70	100,997	398,135	1,7266	97,3959	398,052	1,7240	93,9482	397,967	1,7214	90,6458	397,880	1,7189
75	102,613	401,450	1,7362	98,9598	401,371	1,7336	95,4621	401,289	1,7310	92,1119	401,205	1,7285
80	104,223	404,780	1,7457	100,518	404,704	1,7431	96,9704	404,625	1,7406	93,5723	404,545	1,7380
85	105,829	408,125	1,7551	102,071	408,052	1,7525	98,4736	407,977	1,7500	95,0276	407,899	1,7474
90	107,429	411,486	1,7644	103,620	411,415	1,7619	99,9719	411,343	1,7593	96,4781	411,268	1,7568
95	109,026	414,862	1,7737	105,164	414,794	1,7711	101,466	414,724	1,7686	97,9240	414,652	1,7660
100	110,618	418,253	1,7828	106,703	418,187	1,7803	102,956	418,120	1,7777	99,3659	418,050	1,7752
105	112,206	421,659	1,7919	108,240	421,596	1,7893	104,442	421,530	1,7868	100,804	421,463	1,7843
110	113,791	425,080	1,8009	109,772	425,019	1,7983	105,924	424,956	1,7958	102,238	424,891	1,7933
115	115,373	428,516	1,8098	111,301	428,457	1,8072	107,403	428,396	1,8047	103,670	428,333	1,8022
	—5°С(2,6096·10⁵Па)			—4°С(2,7001·10⁵Па)			—3°С(2,7930·10⁵Па)			—2°С(2,8882·10⁵Па)		
—5	64,9629	349,321	1,5571	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0	66,5791	352,495	1,5688	64,1525	352,305	1,5660	61,8250	352,108	1,5631	59,5916	351,904	1,5602
5	68,1705	355,672	1,5804	65,7017	355,493	1,5775	63,338	355,308	1,5747	61,0620	355,117	1,5719
10	69,7399	358,852	1,5917	67,2286	358,684	1,5889	64,8201	358,510	1,5861	62,5095	358,331	1,5834
15	71,2898	362,039	1,6028	68,7357	361,880	1,6001	66,2863	361,717	1,5974	63,9365	361,548	1,5946
20	72,8220	365,233	1,6138	70,2250	365,083	1,6111	67,7345	364,929	1,6084	65,3454	364,769	1,6057
25	74,3385	368,436	1,6247	71,6983	368,294	1,6220	69,1665	368,148	1,6193	66,7379	367,997	1,6166
30	75,8407	371,649	1,6354	73,1573	371,515	1,6327	70,5841	371,376	1,6300	68,1158	371,233	1,6274
35	77,3301	374,873	1,6459	74,6032	374,745	1,6433	71,9885	374,613	1,6406	69,4804	374,478	1,6380
40	78,8078	378,108	1,6563	76,0374	377,986	1,6537	73,3810	377,861	1,6511	70,8331	377,733	1,6485
45	80,2749	381,355	1,6666	77,4610	381,240	1,6640	74,7628	381,121	1,6614	72,1749	380,998	1,6588
50	81,7324	384,615	1,6768	78,8748	384,505	1,6742	76,1349	384,391	1,6716	73,5069	384,275	1,6690
55	83,1811	387,888	1,6868	80,2798	387,783	1,6842	77,4980	387,675	1,6817	74,8298	387,563	1,6791
60	84,6218	391,175	1,6968	81,6767	391,074	1,6942	78,8529	390,971	1,6916	76,1446	390,864	1,6891
65	86,0550	394,476	1,7066	83,0661	394,379	1,7040	80,2004	394,280	1,7015	77,4519	394,178	1,6990
70	87,4816	397,790	1,7163	84,4488	397,698	1,7138	81,5411	397,603	1,7113	78,7523	397,505	1,7088
75	88,9019	401,119	1,7260	85,8253	401,030	1,7234	82,8755	400,939	1,7209	80,0464	400,845	1,7184
80	90,3166	404,462	1,7355	87,1961	404,377	1,7330	84,2042	404,289	1,7305	81,3348	404,199	1,7280
85	91,7259	407,819	1,7449	88,5615	407,737	1,7424	85,5276	407,653	1,7399	82,6178	407,566	1,7374
90	93,1305	411,191	1,7543	89,9221	411,112	1,7518	86,8460	411,031	1,7493	83,8958	410,948	1,7468
95	94,5306	414,578	1,7635	91,2782	414,502	1,7610	88,1599	414,423	1,7586	85,1693	414,343	1,7561
100	95,9265	417,979	1,7727	92,6301	417,905	1,7702	89,4697	417,830	1,7678	86,4387	417,752	1,7853

105	97,3186	421,394	1,7818
110	98,7072	424,824	1,7908
115	100,092	428,268	1,7997
	—1°C(2,9859·10⁵Па)		
0	57,4478	351,694	1,5574
5	58,8814	354,921	1,5691
10	60,2918	358,166	1,5806
15	61,6815	361,374	1,5919
20	63,0528	364,605	1,6030
25	64,4075	367,842	1,6139
30	65,7474	371,086	1,6247
35	67,0739	374,339	1,6354
40	68,3884	377,600	1,6459
45	69,6919	380,872	1,6562
50	70,9855	384,154	1,6665
55	72,2700	387,448	1,6766
60	73,5462	390,755	1,6866
65	74,8150	394,073	1,6965
70	78,0768	397,404	1,7063
75	77,3322	400,749	1,7159
80	78,5819	404,106	1,7255
85	79,8262	407,477	1,7350
90	81,0655	410,862	1,7444
95	82,3003	414,260	1,7537
100	83,5309	417,673	1,7629
105	84,7575	421,098	1,7720
110	85,9806	424,538	1,7810
115	87,2003	427,992	1,7900
120	88,4169	431,459	1,7989
	3°C(3,4019·10⁵Па)		
5	50,9880	354,068	1,5578
10	52,2659	357,347	1,5695
15	53,5218	360,622	1,5810
20	54,7582	363,897	1,5923
25	55,9772	367,174	1,6033
30	57,1806	370,454	1,6142
35	58,3700	373,739	1,6250
40	59,5469	377,031	1,6356
45	60,7124	380,330	1,6460
50	61,8676	383,639	1,6564
55	63,0135	386,956	1,6665
60	64,1508	390,284	1,6766
65	65,2804	393,623	1,6866
70	66,4029	396,974	1,6964
75	67,5189	400,335	1,7061
80	68,6289	403,710	1,7157
85	69,7334	407,096	1,7253
90	70,8329	410,495	1,7347
95	71,9278	413,907	1,7440
100	73,0183	417,332	1,7533
105	74,1049	420,770	1,7624
110	75,1877	424,220	1,7715
115	76,2673	427,685	1,7805
120	77,3435	431,162	1,7894
125	78,4170	434,652	1,7982

93,9782	421,323	1,7793	
95,3227	424,755	1,7883	
96,6640	428,202	1,7973	
0°C(3,0861·10⁵Па)			
55,3892	351,477	1,5545	
56,7878	354,717	1,5663	
58,1628	357,956	1,5778	
59,5168	361,194	1,5892	
60,8520	364,436	1,6003	
62,1706	367,682	1,6113	
63,4741	370,935	1,6221	
64,7641	374,195	1,6328	
66,0420	377,464	1,6433	
67,3088	380,742	1,6537	
68,5655	384,031	1,6639	
69,8132	387,331	1,6741	
71,0525	390,642	1,8841	
72,2842	393,965	1,6940	
73,5090	397,301	1,7038	
74,7274	400,649	1,7134	
75,9400	401,011	1,7230	
77,1471	407,386	1,7325	
78,3494	410,774	1,7419	
79,5470	414,175	1,7512	
80,7403	417,591	1,7604	
81,9298	421,019	1,7696	
83,1156	424,462	1,7786	
84,2981	427,918	1,7876	
85,4775	431,388	1,7965	
4°C(3,5124·10⁵Па)			
49,2026	353,838	1,5550	
50,4510	357,131	1,5668	
51,6771	360,420	1,5783	
52,8833	363,706	1,5896	
54,0719	366,994	1,6007	
55,2447	370,284	1,6116	
56,4033	373,578	1,6224	
57,5493	376,878	1,6330	
58,6838	380,185	1,6435	
59,8079	383,500	1,6538	
60,9225	386,825	1,664!	
62,0286	390,159	1,6741	
63,1268	393,503	1,6841	
64,2179	396,858	1,6940	
65,3024	400,225	1,7037	
66,3810	403,604	1,7133	
67,4540	406,994	1,7229	
68,5220	410,397	1,7323	
69,5853	413,813	1,7416	
70,6442	417,241	1,7509	
71,6992	420,682	1,7600	
72,7504	424,136	1,7691	
73,7983	427,603	1,7781	
74,8429	431,082	1,7870	
75,8847	434,575	1,7958	

90,7756	421,250	1,7769
92,0780	424,685	1,7859
93,3770	428,134	1,7948
1°C(3,1888·10⁵Па)		
—	—	—
54,7770	354,508	1,5635
56,1181	357,759	1,5750
57,4379	361,009	1,5864
58,7387	364,262	1,5976
60,0226	367,518	1,6086
61,2913	370,779	1,6195
62,5464	374,047	1,6302
63,7892	377,324	1,6407
65,0208	380,609	1,6511
66,2422	383,904	1,6614
67,4545	387,209	1,6715
68,6584	390,526	1,6816
69,8547	393,854	1,6915
71,0440	397,195	1,7013
72,2268	400,548	1,7110
73,4038	403,913	1,7206
74,5753	407,292	1,7301
75,7419	410,683	1,7395
76,9038	414,088	1,7488
78,0615	417,507	1,7580
79,2153	420,938	1,7672
80,3654	424,384	1,7762
81,5121	427,842	1,7852
82,6557	431,314	1,7941
5°C(3,6255·10⁵Па)		
47,4853	353,600	1,5522
48,7056	356,909	1,5640
49,9032	360,211	1,5755
51,0805	363,510	1,5869
52,2400	366,809	1,5981
53,3835	370,109	1,6090
54,5127	373,412	1,6198
55,6290	376,721	1,6305
56,7337	380,036	1,6410
57,8279	383,358	1,6514
58,9126	386,689	1,6616
59,9886	390,029	1,6717
61,0568	393,379	1,6817
62,1177	396,740	1,6915
63,1721	400,112	1,7013
64,2204	403,495	1,7109
65,2632	406,890	1,7205
66,3008	410,297	1,7299
67,3336	413,716	1,7393
68,3624	417,148	1,7485
69,3870	420,592	1,7577
70,4079	424,049	1,7668
71,4254	427,519	1,7758
72,4396	431,001	1,7847
73,4509	434,496	1,7935

87,7042	421,175	1,7744
88,9660	424,613	1,7834
90,2245	428,064	1,7924
2°C(3,2940·10⁵Па)		
—	—	—
52,8450	354,292	1,5607
54,1538	357,556	1,5723
55,4409	360,819	1,5837
56,7088	364,082	1,5949
57,9595	367,348	1,6060
59,1949	370,619	1,6169
60,4164	373,895	1,6276
61,6255	377,179	1,6381
62,8234	380,471	1,6486
64,0110	383,773	1,6589
65,1894	387,085	1,6690
66,3594	390,407	1,6791
67,5216	393,740	1,6890
68,6768	397,086	1,6988
69,8255	400,443	1,7086
70,9683	403,813	1,7182
72,1057	407,195	1,7277
73,2380	410,591	1,7371
74,3658	413,999	1,7464
75,4892	417,420	1,7556
76,6086	420,855	1,7648
77,7245	424,303	1,7738
78,8369	427,764	1,7828
79,9462	431,239	1,7917
6°C(3,7414·10⁵Па)		
—	—	—
47,0265	356,679	1,5612
48,1968	359,996	1,5728
49,3466	363,308	1,5842
50,4782	366,618	1,5954
51,5936	369,929	1,6064
52,6945	373,242	1,6173
53,7824	376,559	1,6279
54,8585	379,882	1,6385
55,9241	383,212	1,6489
56,9800	386,550	1,6591
58,0273	389,897	1,6692
59,0665	393,253	1,6792
60,0985	396,619	1,6891
61,1239	399,995	1,6989
62,1431	403,383	1,7085
63,1568	406,782	1,7181
64,1654	410,194	1,7276
65,1692	413,617	1,7369
66,1687	417,052	1,7462
67,1641	420,499	1,7554
68,1558	423,960	1,7645
69,1440	427,432	1,7735
70,1290	430,918	1,7824
71,1111	434,416	1,7912

Температура t, °С	Удельный объем v, м³/кг·10³	Энтальпия i, кДж/кг	Энтропия s, кДж/(кг·К)	Удельный объем v, м³/кг·10³	Энтальпия i, кДж/кг	Энтропия s, кДж/(кг·К)	Удельный объем v, м³/кг·10³	Энтальпия i, кДж/кг	Энтропия s, кДж/(кг·К)	Удельный объем v, м³/кг·10³	Энтальпия i, кДж/(кг·К)	Энтропия s, кДж/(кг·К)
	27°С(6,8782·10⁵Па)			28°С(7,0647·10⁵Па)			29°С(7,2550·10⁵Па)			30°С(7,4490·10⁵Па)		
30	25,8948	364,636	1,5515	25,0741	364,291	1,5488	24,2789	363,934	1,5461	23,50·2	363,566	1,5433
35	26,6148	368,269	1,5634	25,7838	367,947	1,5608	24,9790	367,616	1,5581	24,1993	367,274	1,5555
40	27,3156	371,874	1,5750	26,4739	371,573	1,5724	25,6589	371,263	1,5699	24,8695	370,944	1,5673
45	27,9999	375,456	1,5863	27,1470	375,174	1,5838	26,3214	374,884	1,5813	25,5219	374,585	1,5788
50	28,6696	379,027	1,5975	27,8052	378,756	1,5950	26,9686	378,483	1,5926	26,1586	378,202	1,5901
55	29,3264	382,574	1,6084	28,4503	382,323	1,6060	27,6024	382,066	1,6036	26,7816	381,801	1,6011
60	29,9718	386,117	1,6191	29,0837	385,880	1,6167	28,2243	385,636	1,6144	27,3924	385,386	1,6120
65	30,6070	389,653	1,6296	29,7067	389,428	1,6273	28,8356	389,197	1,6250	27,9925	388,960	1,6226
70	31,2330	393,185	1,6400	30,3204	392,971	1,6377	29,4374	392,751	1,6354	28,5830	392,526	1,6331
75	31,8507	396,714	1,6502	30,9257	396,510	1,6479	30,0308	396,301	1,6457	29,1649	396,087	1,6434
80	32,4610	400,243	1,6603	31,5235	400,049	1,6580	30,6165	399,849	1,6558	29,7390	399,645	1,6536
85	33,0645	403,773	1,6702	32,1144	403,587	1,6680	31,1953	403,397	1,6658	30,3061	403,202	1,6636
90	33,6619	407,306	1,6800	32,6991	407,128	1,6778	31,7678	406,946	1,6756	30,8668	406,759	1,6734
95	34,2537	410,842	1,6897	33,2781	410,671	1,6875	32,3346	410,496	1,6853	31,4217	410,318	1,6831
100	34,8404	414,382	1,6992	33,8520	414,219	1,6971	32,8961	414,051	1,6949	31,9713	413,879	1,6928
105	35,4224	417,928	1,7086	34,4212	417,771	1,7065	33,4528	417,610	1,7044	32,5161	417,445	1,7022
110	36,0000	421,480	1,7180	34,9860	421,329	1,7159	34,0052	421,174	1,7137	33,0565	421,015	1,7116
115	36,5737	425,039	1,7272	35,5468	424,893	1,7251	34,5535	424,744	1,7230	33,5928	242,591	1,7209
120	37,1438	428,605	1,7363	36,1039	428,464	1,7342	35,0982	428,320	1,7322	34,1253	428,173	1,7301
125	37,7105	432,179	1,7454	36,6576	432,043	1,7433	35,6394	431,904	1,7412	34,6544	431,761	1,7391
130	38,2740	435,761	1,7543	37,2082	435,629	1,7522	36,1774	435,495	1,7502	35,2803	435,357	1,7481
135	38,8347	439,351	1,7632	37,7558	439,224	1,7611	36,7125	439,094	1,7590	35,7033	438,960	1,7570
140	39,3926	442,950	1,7719	38,3007	442,827	1,7699	37,2448	442,701	1,7678	36,2235	442,572	1,7658
145	39,9481	446,558	1,7806	38,8432	446,439	1,7786	37,7746	446,316	1,7765	36,7411	446,191	1,7745
150	40,5013	450,176	1,7892	39,3833	450,060	1,7872	38,3022	449,941	1,7851	37,2564	449,820	1,7831
	31°С(7,6468·10⁵Па)			32°С(7,8485·10⁵Па)			33°С(8,0541·10⁵Па)			34°С(8,2636·10⁵Па)		
35	23,4425	366,921	1,5528	22,7108	366,557	1,5501	22,0000	366,182	1,5474	21,3103	365,793	1,5447
40	24,1047	370,616	1,5647	23,3634	370,277	1,5621	22,6446	369,928	1,5595	21,9475	369,568	1,5568
45	24,7474	374,278	1,5763	23,9970	373,961	1,5737	23,2697	373,635	1,5712	22,5644	373,299	1,5686
50	25,3741	377,914	1,5876	24,6142	377,617	1,5851	23,8778	377,311	1,5827	23,1640	376,997	1,5802
55	25,9868	381,529	1,5987	25,2170	381,250	1,5963	24,4712	380,962	1,5939	23,7485	380,667	1,5914
60	26,5871	385,129	1,6096	25,8072	384,865	1,6072	25,0517	384,594	1,6049	24,3197	384,316	1,6025
65	27,1764	388,717	1,6203	26,3862	388,467	1,6180	25,6208	388,210	1,6156	24,8793	387,947	1,6133
70	27,7560	392,295	1,6308	26,9552	392,058	1,6285	26,1798	391,815	1,6262	25,4286	391,566	1,6239
75	28,3768	395,867	1,6411	27,5154	395,642	1,6389	26,7297	395,411	1,6366	25,9686	395,174	1,6343
80	28,8897	399,436	1,6513	28,0675	399,221	1,6491	27,2714	399,001	1,6469	26,5004	398,776	1,6446
85	29,4455	403,002	1,6613	28,6124	402,797	1,6591	27,8059	402,587	1,6569	27,0247	402,372	1,6547
90	29,9948	406,568	1,6712	29,1508	406,372	1,6691	28,3337	406,171	1,6669	27,5424	405,966	1,6647
95	30,5383	410,134	1,6810	29,6833	409,947	1,6788	28,8555	409,755	1,6767	28,0539	409,558	1,6745
100	31,0764	413,704	1,6906	30,2103	413,524	1,6885	29,3718	413,340	1,6863	28,5599	413,151	1,6842
105	31,6097	417,276	1,7001	30,7324	417,103	1,6980	29,8832	413,926	1,6959	29,0609	416,746	1,6938
110	32,1385	420,853	1,7095	31,2500	420,686	1,7074	30,3900	420,516	1,7053	29,5572	420,343	1,7032
115	32,6631	424,434	1,7188	31,7635	424,274	1,7167	30,8926	424,111	1,7146	30,0494	423,943	1,7126
120	33,1840	428,022	1,7280	32,2731	427,867	1,7259	31,3913	427,710	1,7239	30,5376	427,548	1,7218
125	33,7015	431,616	1,7371	32,7792	431,467	1,7350	31,8865	431,314	1,7330	31,0222	431,159	1,7309
130	34,2157	435,216	1,7461	33,2821	435,072	1,7440	32,3785	434,925	1,7420	31,5036	434,775	1,7399
135	34,7269	438,824	1,7550	33,7820	438,685	1,7529	32,8674	438,543	1,7509	31,9819	438,398	1,7489
140	35,2353	447,440	1,7638	34,2791	442,305	1,7617	33,3535	442,168	1,7597	32,4574	442,027	1,7577

145	35,7412	446,064	1,7725
150	36,2447	449,696	1,7811
155	36,7460	453,336	1,7897
	35°C(8,4772·10⁵Па)		
35	20,6408	365,392	1,5419
40	21,2711	369,196	1,5542
45	21,8804	372,953	1,5661
50	22,4719	376,673	1,5777
55	23,0478	380,363	1,5890
60	23,6102	384,030	1,6001
65	24,1607	387,677	1,6109
70	24,7007	391,310	1,6216
75	25,2313	394,931	1,6321
80	25,7534	398,545	1,6474
85	26,2681	402,152	1,6525
90	26,7759	405,756	1,6625
95	27,2775	409,357	1,6724
100	27,7736	412,958	1,6221
105	28,2645	416,560	1,6917
110	28,7508	420,165	1,7011
115	29,2328	423,772	1,7105
120	29,7108	427,384	1,7197
125	30,1852	431,000	1,7289
130	30,6564	434,621	1,7379
135	31,1245	438,249	1,7469
140	31,5897	441,883	1,7557
145	32,0523	445,524	1,7645
150	32,5124	449,173	1,7731
155	32,9702	452,828	1,7817
	39°C(9,3723·10⁵Па)		
40	18,7558	367,584	1,5433
45	19,3398	371,458	1,5556
50	19,9033	375,279	1,5675
55	20,4494	379,058	1,5791
60	20,9805	382,804	1,5904
65	21,4985	386,521	1,6015
70	22,0050	390,217	1,6123
75	22,5013	393,896	1,6230
80	22,9885	397,561	1,6334
85	23,4678	401,215	1,6437
90	23,9397	404,862	1,6538
95	24,4052	408,503	1,6638
100	24,8647	412,140	1,6736
105	25,3188	415,776	1,6833
110	25,7681	419,412	1,6928
115	26,2129	423,048	1,7022
120	26,6536	426,686	1,7116
125	27,0905	430,327	1,7208
130	27,5240	433,972	1,7299
135	27,9543	437,622	1,7389
140	28,3817	441,276	1,7478
145	28,8063	444,937	1,7566
150	29,2284	448,603	1,7653
155	29,6482	452,276	1,7739
160	30,0657	455,956	1,7825

34,7736	445,933	1,7705	
35,2656	449,569	1,7791	
35,7555	453,213	1,7877	
36°C(8,6948·10⁵Па)			
—	—	—	
20,6145	368,812	1,5515	
21,2168	372,597	1,5635	
21,8006	376,340	1,5751	
22,3684	380,051	1,5865	
22,9224	383,736	1,5977	
23,4642	387,400	1,6086	
23,9952	391,047	1,6193	
24,5167	394,682	1,6298	
25,0296	398,308	1,6402	
25,5349	401,926	1,6503	
26,0332	405,540	1,6603	
26,5253	409,151	1,6702	
27,0118	412,761	1,6800	
27,4930	416,371	1,6896	
27,9695	419,983	1,6991	
28,4418	423,597	1,7084	
28,9100	427,215	1,7177	
29,3746	430,837	1,7268	
29,8359	434,464	1,7359	
30,2940	438,097	1,7449	
30,7493	441,736	1,7537	
31,2019	445,382	1,7625	
31,6520	449,035	1,7712	
32,0999	452,695	1,7798	
40°C(9,6065·10⁵Па)			
18,1706	367,146	1,5405	
18,7495	371,054	1,5529	
19,3072	374,904	1,5649	
19,8469	378,708	1,5766	
20,3711	382,475	1,5880	
20,8819	386,212	1,5991	
21,3809	389,926	1,6100	
21,8695	393,620	1,6207	
22,3489	397,299	1,6312	
22,8201	400,966	1,6415	
23,2839	404,625	1,6516	
23,7410	408,276	1,6616	
24,1922	411,924	1,6715	
24,6379	415,569	1,6812	
25,0787	419,212	1,6907	
25,5150	422,856	1,7002	
25,9471	426,502	1,7095	
26,3754	430,150	1,7187	
26,8003	433,801	1,7279	
27,2219	437,456	1,7369	
27,6406	441,116	1,7458	
28,0565	444,782	1,7546	
28,4698	448,453	1,7633	
28,8808	452,131	1,7720	
29,2896	455,815	1,7805	

33,8370	445,800	1,7685
34,3181	449,440	1,7771
34,7969	453,088	1,7857
37°C(8,9164·10⁵Па)		
—	—	—
19,9770	368,416	1,5488
20,5727	372,229	1,5608
21,1492	375,997	1,5725
21,7094	379,729	1,5841
22,2554	383,434	1,5953
22,7889	387,115	1,6062
23,3113	390,778	1,6170
23,8241	394,427	1,6275
24,3281	398,065	1,6379
24,8244	401,695	1,6481
25,3136	405,319	1,6582
25,7965	408,940	1,6681
26,2736	412,559	1,6778
26,7455	416,177	1,6875
27,2126	419,797	1,6970
27,6754	423,418	1,7064
28,1341	427,043	1,7156
28,5892	430,671	1,7248
29,0409	434,304	1,7339
29,4895	437,942	1,7428
29,9351	441,586	1,7517
30,3781	445,237	1,7605
30,8186	448,894	1,7692
31,2567	452,558	1,7778
41°C(9,845·10⁵Па)		
—	—	—
18,1757	370,636	1,5502
18,7281	374,517	1,5623
19,2618	378,347	1,5741
19,7795	382,137	1,5855
20,2834	385,895	1,5967
20,7753	389,626	1,6077
21,2565	393,337	1,6184
21,7283	397,031	1,6289
22,1918	400,711	1,6393
22,6477	404,382	1,6495
23,0969	408,045	1,6595
23,5401	411,702	1,6694
23,9777	415,356	1,6791
24,4102	419,009	1,6887
24,8383	422,661	1,6981
25,2621	426,314	1,7075
25,6821	429,968	1,7167
26,0985	433,626	1,7259
26,5118	437,287	1,7349
26,9220	440,953	1,7438
27,3294	444,624	1,7526
27,7343	448,300	1,7614
28,1368	451,982	1,7700
28,5371	455,671	1,7786

32,9303	445,663	1,7665
33,4007	449,308	1,7751
33,8688	452,959	1,7837
38°C(9,1423·10⁵Па)		
—	—	—
19,3577	368,007	1,5460
19,9473	371,849	1,5582
20,5171	375,644	1,5700
21,0700	379,399	1,5816
21,6083	383,123	1,5928
22,1339	386,822	1,6039
22,6482	390,501	1,6147
23,1525	394,165	1,6253
23,6480	397,816	1,6357
24,1356	401,458	1,6459
24,6160	405,093	1,6560
25,0900	408,724	1,6659
25,5582	412,352	1,6757
26,0211	415,979	1,6854
26,4791	419,606	1,6949
26,9327	423,235	1,7043
27,3823	426,866	1,7136
27,8281	430,501	1,7228
28,2706	434,140	1,7319
28,7099	437,784	1,7409
29,1462	441,433	1,7497
29,5799	445,088	1,7585
30,0110	448,750	1,7672
30,4398	452,419	1,7759
42°C(10,0880·10⁵Па)		
—	—	—
17,6177	370,205	1,5475
18,1652	374,117	1,5597
18,6933	377,975	1,5715
19,2049	381,790	1,5831
19,7023	385,569	1,5943
20,1874	389,319	1,6053
20,6615	393,046	1,6161
21,1261	396,755	1,6267
21,5821	400,450	1,6371
22,0305	404,133	1,6473
22,4721	407,807	1,6573
22,9074	411,475	1,6672
23,3372	415,139	1,6770
23,7619	418,800	1,6866
24,1819	422,461	1,6961
24,5977	426,121	1,7055
25,0096	429,783	1,7147
25,4180	433,447	1,7239
25,8231	437,115	1,7329
26,2252	440,786	1,7418
26,6244	444,462	1,7507
27,0211	448,144	1,7594
27,4154	451,831	1,7681
27,8074	455,524	1,7767

Температура t, °С	Удельный объем v, м³/кг·10³	Энтальпия i, кДж/кг	Энтропия s, кДж/(кг·К)	Удельный объем v, м³/кг·10³	Энтальпия i, кДж/кг	Энтропия s, кДж/(кг·К)	Удельный объем v, м³/кг·10³	Энтальпия i, кДж/кг	Энтропия s, кДж/(кг·К)	Удельный объем v, м³/кг·10³	Энтальпия i, кДж/кг	Энтропия s, кДж/(кг·К)
	43°С(10,3352·10⁵Па)			44°С(10,5870·10⁵Па)			45°С(10,8432·10⁵Па)			46°С(11,1039·10⁵Па)		
45	17,0748	369,758	1,5447	16,5463	369,296	1,5419	16,0316	368,818	1,5391	—	—	—
50	17,6178	373,705	1,5570	17,0854	373,279	1,5544	16,5673	372,839	1,5517	16,0629	372,384	1,5489
55	18,1408	377,592	1,5690	17,6037	377,197	1,5664	17,0813	376,790	1,5638	16,5730	376,369	1,5612
60	18,6467	381,432	1,5806	18,1043	381,063	1,5781	17,5769	380,684	1,5756	17,0641	380,293	1,5730
65	19,1380	385,233	1,5919	18,5897	384,888	1,5895	18,0569	384,533	1,5870	17,5390	384,168	1,5846
70	19,6165	389,003	1,6030	19,0621	388,679	1,6006	18,5235	388,345	1,5982	18,0001	388,003	1,5958
75	20,0840	392,748	1,6138	19,5231	392,442	1,6115	18,9784	392,128	1,6092	18,4491	391,805	1,6069
80	20,5416	396,473	1,6244	19,9741	396,183	1,6222	19,4229	395,886	1,6199	18,8876	395,581	1,6176
85	20,9905	400,182	1,6349	20,4161	399,907	1,6326	19,8584	399,625	1,6304	19,3168	399,336	1,6282
90	21,4316	403,878	1,6451	20,8502	403,616	1,6429	20,2858	403,349	1,6407	19,7377	403,074	1,6385
95	21,8657	407,564	1,6552	21,2773	407,315	1,6530	20,7060	407,060	1,6509	20,1513	406,799	1,6487
100	22,2936	411,243	1,6651	21,6979	411,005	1,6630	21,1197	410,762	1,6609	20,5583	410,512	1,6587
105	22,7158	414,917	1,6749	22,1128	414,689	1,6728	21,5275	414,456	1,6707	20,9593	414,218	1,6686
110	23,1328	418,587	1,6845	22,5225	418,369	1,6825	21,9301	418,146	1,6804	21,3550	417,918	1,6783
115	23,5452	422,256	1,6940	22,9274	422,047	1,6920	22,3278	421,833	1,6900	21,7457	421,614	1,6879
120	23,9532	425,924	1,7034	23,3279	425,723	1,7014	22,7210	425,517	1,6994	22,1320	425,307	1,6974
125	24,3574	429,594	1,7127	23,7245	429,400	1,7107	23,1104	429,202	1,7087	22,5143	429,000	1,7067
130	24,7579	433,265	1,7219	24,1175	433,078	1,7199	23,4960	432,887	1,7179	22,8928	432,692	1,7159
135	25,1551	436,938	1,7309	24,5071	436,758	1,7290	23,8782	436,574	1,7270	23,2679	436,386	1,7250
140	25,5493	440,616	1,7399	24,8936	440,442	1,7379	24,2574	440,264	1,7360	23,6399	440,083	1,7340
145	25,9406	444,297	1,7487	25,2773	444,129	1,7468	24,6336	443,957	1,7449	24,0089	443,782	1,7429
150	26,3294	447,984	1,7575	25,6583	447,821	1,7556	25,0072	447,655	1,7536	24,3753	447,485	1,7517
155	26,7157	451,676	1,7662	26,0369	451,518	1,7643	25,3783	451,357	1,7623	24,7391	451,192	1,7604
160	27,0997	455,373	1,7448	26,4132	455,220	1,7729	25,7471	455,064	1,7710	25,1007	454,904	1,7691
165	27,4817	459,077	1,7833	26,7874	458,929	1,7814	26,1138	458,777	1,7795	25,4601	458,672	1,7776
	47°С(11,3692·10⁵Па)			48°С(11,6392·10⁵Па)			49°С(11,9138·10⁵Па)			50°С(12,1932·10⁵Па)		
50	15,5715	371,913	1,5462	15,0926	371,425	1,5434	14,6257	370,920	1,5406	14,1701	370,396	1,5377
55	16,0782	375,935	1,5585	15,5965	375,486	1,5559	15,1271	375,022	1,5532	14,6697	374,542	1,5504
60	16,5652	379,890	1,5705	16,0796	379,474	1,5679	15,6070	379,045	1,5653	15,1466	378,603	1,5627
65	17,0353	383,792	1,5821	16,5454	383,404	1,5796	16,0687	383,006	1,5771	15,6047	382,594	1,5746
70	17,4912	387,650	1,5935	16,9965	387,288	1,5910	16,5152	386,915	1,5886	16,0469	386,531	1,5862
75	17,9347	391,474	1,6045	17,4347	391,133	1,6022	16,9485	390,783	1,5998	16,4756	390,423	1,5974
80	18,3674	395,268	1,6153	17,8619	394,947	1,6130	17,3704	394,617	1,6107	16,8926	394,279	1,6084
85	18,7906	399,040	1,6259	18,2793	398,736	1,6237	17,7824	398,425	1,6214	17,2993	398,105	1,6192
90	19,2054	402,793	1,6363	18,6881	402,505	1,6341	18,1855	402,209	1,6319	17,6969	401,906	1,6297
95	19,6126	406,531	1,6466	19,0893	406,257	1,6444	18,5808	405,976	1,6422	18,0866	405,689	1,6401
100	20,0131	410,257	1,6566	19,4836	409,996	1,6545	18,9691	409,729	1,6524	18,4692	409,455	1,6502
105	20,4076	413,974	1,6665	19,8717	413,725	1,6644	19,3512	413,470	1,6623	18,8454	413,208	1,6602
110	20,7966	417,685	1,6763	20,2543	417,446	1,6742	19,7276	417,202	1,6721	19,2158	416,952	1,6701
115	21,1806	421,390	1,6859	20,6319	421,161	1,6838	20,0989	420,927	1,6818	19,5811	420,688	1,6797
120	21,5602	425,092	1,6953	21,0049	424,873	1,6933	20,4656	424,648	1,6913	19,9416	424,419	1,6893
125	21,9356	428,793	1,7047	21,3737	428,582	1,7027	20,8280	428,366	1,7007	20,2979	428,146	1,6987
130	22,3073	432,493	1,7139	21,7387	432,290	1,7120	21,1866	432,082	1,7100	20,6502	431,870	1,7080
135	22,6754	436,194	1,7231	22,1002	435,998	1,7211	21,5416	435,798	1,7191	20,9990	435,594	1,7172
140	23,0405	439,897	1,7321	22,4585	439,708	1,7301	21,8934	439,515	1,7282	21,3444	439,318	1,7263
145	23,4025	443,603	1,7410	22,8138	443,420	1,7391	22,2422	443,233	1,7371	21,6869	443,043	1,7352

150	23,7619	447,312	1,7498	23,1664	447,134	1,7479	22,5882	446,954	1,7460	22,0266	446,770	1,7441
155	24,1188	451,024	1,7585	23,5165	450,853	1,7566	22,9316	450,678	1,7547	22,3637	450,500	1,7528
160	24,4733	454,742	1,7672	23,8642	454,576	1,7653	23,2727	454,406	1,7634	22,6983	454,233	1,7615
165	24,8256	458,464	1,7757	24,2097	458,303	1,7738	23,6116	458,138	1,7720	23,0308	457,971	1,7701
170	25,1760	462,192	1,7842	24,5532	462,035	1,7823	23,9484	461,876	1,7804	23,3612	461,713	1,7786
	51°C(12,4773·10⁵Па)			52°C(12,7664·10⁵Па)			53°C(13,0603·10⁵Па)			54°C(13,3591·10⁵Па)		
55	14,2235	374,045	1,5477	13,7882	373,530	1,5449	13,3632	372,996	1,5420	12,9480	372,442	1,5391
60	14,6980	378,145	1,5601	14,2607	377,672	1,5574	13,8342	377,183	1,5547	13,4181	376,677	1,5519
65	15,1528	382,171	1,5721	14,7127	381,733	1,5695	14,2837	381,282	1,5669	13,8654	380,816	1,5643
70	15,5912	386,136	1,5837	15,1475	385,729	1,5812	14,7153	385,310	1,5787	14,2942	384,878	1,5762
80	16,0155	390,053	1,5950	15,5677	389,673	1,5926	15,1318	389,281	1,5902	14,7072	388,878	1,5878
85	16,4277	393,931	1,6061	15,9755	393,574	1,6038	15,5354	393,206	1,6014	15,1070	392,829	1,5990
90	16,8295	397,777	1,6169	16,3725	397,440	1,6146	15,9279	397,094	1,6123	15,4952	396,739	1,6100
95	17,2219	401,596	1,6275	16,7600	401,277	1,6253	16,3107	400,951	1,6230	15,8735	400,615	1,6208
100	17,6062	405,394	1,6379	17,1391	405,092	1,6357	16,6849	404,782	1,6335	16,2430	404,464	1,6313
105	17,9833	409,174	1,6481	17,5109	408,887	1,6459	17,0515	408,593	1,6438	16,6047	408,291	1,6416
110	18,3538	412,941	1,6581	17,8760	412,667	1,6560	17,4114	412,387	1,6539	16,9596	412,100	1,6518
115	18,7185	416,696	1,6680	18,2351	416,435	1,6659	17,7652	416,167	1,6638	17,3082	415,894	1,6617
120	19,0779	420,443	1,6777	18,5889	420,193	1,6756	18,1135	419,937	1,6736	17,6513	419,676	1,6715
125	19,4326	424,184	1,6873	18,9378	423,944	1,6852	18,4570	423,699	1,6832	17,9894	423,448	1,6812
130	19,7829	427,920	1,6967	19,2824	427,690	1,6947	18,7959	427,454	1,6927	18,3230	427,214	1,6907
135	20,1292	431,653	1,7060	19,6229	431,432	1,7041	19,1308	431,206	1,7021	18,6524	430,974	1,7001
140	20,4719	435,385	1,7152	19,9597	435,172	1,7133	19,4619	434,954	1,7113	18,9781	434,731	1,7094
145	20,8112	439,116	1,7243	20,2931	438,910	1,7224	19,7897	438,700	1,7204	19,3003	438,486	1,7185
150	21,1476	442,848	1,7333	20,6235	442,650	1,7314	20,1142	442,447	1,7295	19,6193	442,240	1,7275
155	21,4811	446,582	1,7422	20,9510	446,390	1,7403	20,4360	446,194	1,7384	19,9354	445,994	1,7365
160	21,8119	450,318	1,7509	21,2759	450,132	1,7491	20,7551	449,942	1,7472	20,2488	449,749	1,7453
165	22,1404	454,057	1,7596	21,5984	453,877	1,7578	21,0716	453,693	1,7559	20,5597	453,506	1,7540
170	22,4666	457,800	1,7682	21,9185	457,625	1,7664	21,3860	457,447	1,7645	20,8684	457,266	1,7626
175	22,7908	461,547	1,7767	22,2366	461,378	1,7749	21,6981	461,205	1,7730	21,1748	461,029	1,7712
	23,1129	465,299	1,7851	22,5527	465,134	1,7833	22,0083	464,967	1,7815	21,4793	464,796	1,7796
	55°C(13,6630·10⁵Па)			56°C(13,9719·10⁵Па)			57°C(14,2859·10⁵Па)			58°C(14,6051·10⁵Па)		
55	12,5421	371,865	1,5362	—	—	—	—	—	—	—	—	—
60	13,0117	376,153	1,5492	12,6148	375,609	1,5463	12,2267	375,044	1,5435	11,8471	374,457	1,5406
65	13,4575	380,334	1,5616	13,0594	379,836	1,5589	12,6707	379,320	1,5562	12,2910	378,786	1,5535
70	13,8837	384,432	1,5737	13,4835	383,972	1,5711	13,0930	383,497	1,5685	12,7120	383,006	1,5659
75	14,2936	388,463	1,5853	13,8906	388,036	1,5828	13,4976	387,595	1,5803	13,1144	387,141	1,5778
80	14,6898	392,441	1,5967	14,2834	392,041	1,5943	13,8874	391,630	1,5918	13,5014	391,207	1,5894
85	15,0740	396,374	1,6077	14,6639	395,999	1,6054	14,2644	395,614	1,6030	13,8752	395,218	1,6007
90	15,4480	400,271	1,6185	15,0339	399,918	1,6163	14,6306	399,556	1,6140	14,2378	399,183	1,6117
95	15,8130	404,139	1,6291	15,3946	403,805	1,6269	14,9872	403,463	1,6247	14,5906	403,111	1,6224
100	16,1701	407,982	1,6395	15,7471	407,666	1,6373	15,3355	407,341	1,6351	14,9348	407,009	1,6329
105	16,5201	411,806	1,6497	16,0925	411,505	1,6475	15,6764	411,197	1,6454	15,2715	410,881	1,6432
110	16,8638	415,613	1,6597	16,4315	415,327	1,6576	16,0108	415,033	1,6555	15,6014	414,733	1,6534
115	17,2019	419,408	1,6695	16,7647	419,134	1,6674	16,3393	418,854	1,6654	15,9254	418,567	1,6633
120	17,5348	423,192	1,6792	17,0927	422,930	1,6772	16,6626	422,662	1,6751	16,2441	422,388	1,6731
125	17,8632	426,968	1,6887	17,4160	426,717	1,6867	16,9810	426,460	1,6847	16,5578	426,197	1,6827
130	18,1873	430,738	1,6981	17,7350	430,497	1,6962	17,2951	430,250	1,6942	16,8672	429,999	1,6922
135	18,5077	434,504	1,7074	18,0502	434,272	1,7055	17,6053	434,035	1,7035	17,1726	433,793	1,7016
140	18,8245	438,267	1,7166	18,3619	438,044	1,7146	17,9119	437,815	1,7127	17,4743	437,582	1,7108
145	19,1381	442,029	1,7256	18,6702	441,813	1,7237	18,2152	441,593	1,7218	17,7727	441,369	1,7199
150	19,4488	445,790	1,7346	18,9756	445,582	1,7327	18,5155	445,369	1,7308	18,0680	445,153	1,7289
155	19,7567	449,552	1,7434	19,2783	449,351	1,7415	18,8130	449,145	1,7397	18,3605	448,936	1,7378
160	20,0622	453,315	1,7521	19,5784	453,120	1,7503	19,1080	452,922	1,7484	18,6505	452,719	1,7466
165	20,3653	457,081	1,7608	19,8761	456,892	1,7589	19,4005	456,700	1,7571	18,9380	456,503	1,7553
170	20,6662	460,849	1,7693	20,1717	460,666	1,7675	19,6909	460,480	1,7657	19,2233	460,290	1,7638
175	20,9651	464,622	1,7778	20,4652	464,444	1,7760	19,9792	464,263	1,7742	19,5065	464,078	1,7723

Температура t, °С	Удельный объем v, м³/кг·10³	Энтальпия i, кДж/кг	Энтропия s, кДж/(кг·К)	Удельный объем v, м³/кг·10³	Энтальпия i, кДж/кг	Энтропия s, кДж/(кг·К)	Удельный объем v, м³/кг·10³	Энтальпия i кДж/кг	Энтропия s, кДж/(кг·К)	Удельный объем v, м³/кг·10³	Энтальпия i, кДж/кг	Энтропия s, кДж/(кг·К)
	59°С(14,9295·10⁵Па)			60°С(15,2592·10⁵Па)			61°С(15,5941·10⁵Па)			62°С(15,9345·10⁵Па)		
60	11,4755	373,846	1,5376	11,1112	373,209	1,5346	—	—	—	—	—	—
65	11,9198	378,232	1,5507	11,5567	377,657	1,5478	11,2012	377,060	1,5449	10,8531	376,438	1,5420
70	12,3399	382,499	1,5632	11,9764	381,974	1,5605	11,6211	381,430	1,5578	11,2736	380,866	1,5550
75	12,7406	386,672	1,5753	12,3756	386,188	1,5727	12,0193	385,689	1,5701	11,6711	385,172	1,5674
80	13,1250	390,772	1,5870	12,7579	390,323	1,5845	12,3997	389,860	1,5820	12,0501	389,382	1,5794
85	13,4959	394,811	1,5983	13,1261	394,392	1,5959	12,7654	393,960	1,5935	12,4136	393,516	1,5911
90	13,8551	398,801	1,6094	13,4822	398,408	1,6071	13,1186	398,004	1,6047	12,7641	397,589	1,6024
95	14,2042	402,751	1,6202	13,8279	402,381	1,6179	13,4611	402,001	1,6156	13,1036	401,611	1,6134
100	14,5446	406,663	1,6307	14,1645	406,318	1,6285	13,7943	405,960	1,6263	13,4335	405,592	1,6241
105	14,8772	410,558	1,6411	14,4933	410,226	1,6389	14,1193	409,887	1,6368	13,7550	409,539	1,6346
110	15,2030	414,425	1,6513	14,8150	414,110	1,6491	14,4372	413,787	1,6470	14,0691	413,457	1,6449
115	15,5226	418,274	1,6612	15,1305	417,974	1,6592	14,7486	417,666	1,6571	14,3768	417,352	1,6550
120	15,8368	422,108	1,6711	15,4404	421,821	1,6690	15,0544	421,528	1,6670	14,6786	421,228	1,6649
125	16,1460	425,929	1,6807	15,7452	425,655	1,6787	15,3550	425,374	1,6767	14,9752	425,088	1,6747
130	16,4508	429,741	1,6902	16,0455	429,478	1,6882	15,6511	429,209	1,6863	15,2671	428,935	1,6843
135	16,7515	433,546	1,6996	16,3417	433,293	1,6977	15,9429	433,035	1,6957	15,5547	432,772	1,6937
140	17,0485	437,345	1,7089	16,6342	437,102	1,7069	16,2310	436,854	1,7050	15,8385	436,600	1,7031
145	17,3421	441,139	1,7180	16,9232	440,905	1,7161	16,5155	440,666	1,7142	16,1187	440,423	1,7123
150	17,6327	444,931	1,7270	17,2091	444,706	1,7251	16,7969	444,475	1,7232	16,3957	444,240	1,7213
155	17,9203	448,722	1,7359	17,4921	448,504	1,7340	17,0754	448,282	1,7322	16,6698	448,055	1,7303
160	18,2054	452,512	1,7447	17,7725	452,302	1,7429	17,3511	452,087	1,7410	16,9411	451,867	1,7391
165	18,4881	456,303	1,7534	18,0504	456,099	1,7516	17,6244	455,891	1,7497	17,2099	455,679	1,7479
170	18,7684	460,096	1,7620	18,3260	459,898	1,7602	17,8954	459,696	1,7584	17,4765	459,491	1,7565
175	19,0467	463,890	1,7705	18,5995	463,698	1,7687	18,1643	463,503	1,7669	17,7408	463,304	1,7651
180	19,3231	467,687	1,7790	18,8710	467,501	1,7772	18,4312	467,311	1,7754	18,0032	467,118	1,7736

Примечание ред. Над значениями удельного объема, энтальпии, энтропии указаны температура и давление насыщения

удельный объем пара, степень сжатия, удельная теплоемкость в жидкой и паровой фазах.

Хладагент, применяемый в установках любой производительности, кроме очень малой, должен иметь высокое значение скрытой теплоты парообразования для меньшего массового расхода (на единицу производительности). Производительность и КПД компрессора значительно увеличиваются в том случае, когда высокое значение скрытой теплоты сочетается с низким удельным объемом пара, в результате чего уменьшается расход энергии, а также требуемая объемная производительность компрессора, что позволяет применять более компактное оборудование. Однако если в установках малой производительности используется хладагент, скрытая теплота парообразования которого слишком велика, то количество циркулирующего хладагента будет недостаточным для точного регулирования подачи жидкости в испаритель.

Низкая удельная теплоемкость жидкости и высокая удельная теплоемкость пара хладагента желательны, они повышают холодопроизводительность на единицу массы, причем в первом случае увеличивается переохлаждение жидкости, а во втором — уменьшается перегрев пара. Когда хладагент характеризуется этими двумя свойствами, КПД регенеративного теплообменника значительно увеличивается. Влияние степени сжатия на работу сжатия и, следовательно, на холодильный коэффициент рассматривалось в предыдущей главе. Естественно, что при прочих равных условиях оптимальным является хладагент с минимальной степенью сжатия. При низкой степени сжатия расход энергии невелик, а коэффициент подачи большой, причем последний особенно важен в установках с малым компрессором.

Крайне желательна низкая адиабатная температура нагнетания, которая совместно с достаточно низкой степенью сжатия уменьшает возможность перегрева компрессора и способствует длительному сроку работы оборудования без ремонта. Низкая адиабатная температура нагнетания особенно важна при использовании герметичных компрессоров со встроенным электродвигателем, так как интенсивность химических реакций примерно удваивается на каждые 10°С повышения температуры. Температура нагнетания любого хладагента всегда понижается при уменьшении степени сжатия. Поэтому важно иметь в виду, что температура нагнетания одного хладагента при любой данной степени сжатия может быть значительно выше, чем температура другого хладагента, работающего при той же степени сжатия.

Высокий коэффициент теплоотдачи часто улучшает интенсивность передачи теплоты, в особенности при охлаждении жидкости, в результате чего уменьшаются размеры и стоимость теплообменного оборудования. Желательно также, чтобы давление хладагента в испарителе всегда было выше атмосферного. Если давление на стороне всасывания ниже атмосферного, то значительное количество воздуха и влаги попадают в систему при наличии неплотности в системе, но эта возможность становится минимальной, если давление кипения выше атмосферного.

Относительно низкие давления конденсации при нормальных атмосферных условиях позволяют использовать материалы с тонкой стенкой в конструкциях конденсаторов, в результате чего уменьшается масса, размеры и стоимость оборудования.

Естественно, что критические температура и давление хладагента должны быть выше максимальной температуры и давления в системе. Температура замерзания хладагента долж-

Термодинамические свойства R22 в состоянии насыщения

Температура, t, °С	Давление $p \cdot 10^{-5}$, Па	Удельный объем, м³/кг·10³		Плотность, кг/м³·10⁻³		Энтальпия, кДж/кг		Теплота парообразования r, кДж/кг	Энтропия, кДж/(кг·К)	
		насыщенной жидкости v'	сухого насыщенного пара v''	насыщенной жидкости ρ'	сухого насыщенного пара ρ''	насыщенной жидкости i'	сухого насыщенного пара i''		насыщенной жидкости s'	сухого насыщенного пара s''
—50	0,6439	0,69526	324,557	1,43831	0,00308	144,959	238,962	383,921	0,77919	1,85000
—49	0,6776	0,69663	309,466	1,43549	0,00323	145,992	238,403	384,395	0,78380	1,84734
—48	0,7128	0,69800	295,217	1,43266	0,00339	147,029	237,840	384,869	0,78841	1,84472
—47	0,7494	0,69939	281,753	1,42982	0,00355	148,067	237,274	385,341	0,79300	1,84214
—46	0,7875	0,70078	269,027	1,42698	0,00372	149,109	236,704	385,813	0,79758	1,83959
—45	0,8271	0,70219	256,990	1,42412	0,00389	150,153	236,129	386,282	0,80216	1,83708
—44	0,8682	0,70360	245,600	1,42126	0,00407	151,200	235,551	386,751	0,80672	1,83460
—43	0,9110	0,70502	234,817	1,41839	0,00426	152,249	234,968	387,217	0,81128	1,83216
—42	0,9555	0,70646	224,603	1,41551	0,00445	153,301	234,381	387,683	0,81582	1,82976
—41	1,0016	0,70790	214,923	1,41262	0,00465	154,356	233,790	388,147	0,82036	1,82738
—40	1,0495	0,70936	205,745	1,40972	0,00486	155,414	233,195	388,609	0,82490	1,82504
—39	1,0992	0,71082	197,040	1,40682	0,00508	156,474	232,596	389,070	0,82942	1,82273
—38	1,1507	0,71230	188,778	1,40390	0,00530	157,537	231,992	389,529	0,83383	1,82045
—37	1,2041	0,71379	180,933	1,40097	0,00553	158,603	231,383	389,986	0,83844	1,81821
—36	1,2594	0,71529	173,482	1,39804	0,00576	159,671	230,771	390,442	0,84294	1,81599
—35	1,3168	0,71680	166,400	1,39510	0,00601	160,742	230,153	390,896	0,84743	1,81380
—34	1,3761	0,71832	159,668	1,39214	0,00626	161,816	229,532	391,348	0,85191	1,81164
—33	1,4375	0,71985	153,264	1,38918	0,00652	162,893	228,905	391,798	0,85638	1,80951
—32	1,5011	0,72139	147,170	1,38620	0,00679	163,972	228,274	392,247	0,86085	1,80741
—31	1,5668	0,72295	141,369	1,38322	0,00707	165,055	227,639	392,693	0,86531	1,80534
—30	1,6348	0,72452	135,844	1,38022	0,00736	166,140	226,998	393,138	0,86976	1,80329
—29	1,7050	0,72610	130,580	1,37722	0,00766	167,227	226,353	393,580	0,87420	1,80126
—28	1,7776	0,72769	125,563	1,37420	0,00796	168,318	225,703	394,021	0,87864	1,79927
—27	1,8525	0,72930	120,778	1,37118	0,00828	169,411	225,048	394,459	0,88306	1,79730
—26	1,9299	0,73092	116,214	1,36814	0,00860	170,507	224,388	394,896	0,88748	1,79535
—25	2,0098	0,73255	111,859	1,36509	0,00894	171,606	223,724	395,330	0,89190	1,79342
—24	2,0922	0,73420	107,701	1,36203	0,00928	172,708	223,054	395,762	0,89630	1,79152
—23	2,1772	0,73585	103,730	1,35896	0,00964	173,812	222,379	396,191	0,90070	1,78965
—22	2,2648	0,73753	99,9362	1,35588	0,01001	174,919	221,700	396,619	0,90509	1,78779
—21	2,3552	0,73921	96,3101	1,35279	0,01038	176,029	221,015	397,044	0,90948	1,78596
—20	2,4483	0,74091	92,8432	1,34968	0,01077	177,142	220,325	397,467	0,91386	1,78415
—19	2,5442	0,74263	89,5273	1,34657	0,01117	178,258	219,629	397,887	0,91823	1,78236
—18	2,6429	0,74436	86,3545	1,34344	0,01158	179,376	218,929	398,305	0,92259	1,78059
—17	2,7446	0,74610	83,3179	1,34030	0,01200	180,498	218,223	398,720	0,92695	1,77884
—16	2,8493	0,74786	80,4103	1,33714	0,01244	181,622	217,512	399,133	0,93129	1,77711

—15	2,9570	0,74964	77,6254	1,33397	0,01288	182,749	216,795	399,544	0,93564	1,77540
—14	3,0678	0,75143	74,9572	1,33079	0,01334	183,878	216,073	399,951	0,93997	1,77371
—13	3,1817	0,75324	72,3997	1,32760	0,01381	185,011	215,345	400,356	0,94430	1,77204
—12	3,2989	0,75506	69,9978	1,32439	0,01430	186,147	214,612	400,759	0,94862	1,77039
—11	3,4193	0,75690	67,5961	1,32117	0,01479	187,285	213,873	401,158	0,95294	1,76875
—10	3,5430	0,75876	65,3399	1,31794	0,01530	188,426	213,129	401,555	0,95725	1,76713
—9	3,6701	0,76063	63,1746	1,31469	0,01583	189,571	212,379	401,949	0,96155	1,76553
—8	3,8006	0,76253	61,1958	1,31143	0,01637	190,718	211,623	402,341	0,96585	1,76394
—7	3,9347	0,76444	59,0996	1,30815	0,01692	191,868	210,861	402,729	0,97014	1,76237
—6	4,0723	0,76637	57,1820	1,30486	0,01749	193,021	210,094	403,114	0,97442	1,76082
—5	4,2135	0,76831	55,3394	1,30155	0,01807	194,176	209,320	403,496	0,97870	1,75928
—4	4,3584	0,77028	53,5682	1,29823	0,01867	195,335	208,540	403,876	0,98297	1,75775
—3	4,5070	0,77226	51,8653	1,29490	0,01928	196,497	207,755	404,252	0,98724	1,75624
—2	4,6594	0,77427	50,2274	1,29154	0,01991	197,662	206,963	404,625	0,99150	1,75475
—1	4,8157	0,77629	48,6517	1,28817	0,02055	198,829	206,165	404,994	0,99575	1,75326
0	4,9759	0,77834	47,1354	1,28479	0,02122	200,000	205,361	405,361	1,00000	1,75179
1	5,1401	0,78041	45,6757	1,28139	0,02189	201,174	204,550	405,724	1,00424	1,75034
2	5,3083	0,78249	44,2702	1,27797	0,02259	202,351	203,733	406,084	1,00848	1,74889
3	5,4806	0,78460	42,9166	1,27453	0,02330	203,530	202,910	406,440	1,01271	1,74746
4	5,6571	0,78673	41,6124	1,27108	0,02403	204,713	202,080	406,793	1,01694	1,74604
5	5,8378	0,78889	40,3556	1,26760	0,02478	205,899	201,243	407,143	1,02116	1,74463
6	6,0228	0,79107	39,1441	1,26412	0,02555	207,089	200,400	407,498	1,02537	1,74324
7	6,2122	0,79327	37,9759	1,26061	0,02633	208,281	199,550	407,831	1,02958	1,74185
8	6,4059	0,79549	36,8493	1,25708	0,02714	209,477	198,693	408,169	1,03379	1,74047
9	6,6042	0,79775	35,7624	1,25353	0,02796	210,675	197,829	408,504	1,03799	1,73911
10	6,8070	0,80002	34,7136	1,24997	0,02881	211,877	196,958	408,835	1,04218	1,73775
11	7,0144	0,80232	33,7013	1,24638	0,02967	213,083	196,079	409,162	1,04637	1,73640
12	7,2265	0,80465	32,7239	1,24277	0,03056	214,291	195,194	409,485	1,05056	1,73506
13	7,4433	0,80701	31,7801	1,23915	0,03147	215,503	194,301	409,804	1,05474	1,73373
14	7,6650	0,80939	30,8683	1,23550	0,03240	216,719	193,400	410,119	1,05892	1,73241
15	7,8915	0,81180	29,9874	1,23183	0,03335	217,937	192,492	410,430	1,06309	1,73109
16	8,1229	0,81424	29,1361	1,22813	0,03432	219,160	191,577	410,736	1,06726	1,72978
17	8,3593	0,81671	28,3131	1,22442	0,03532	220,385	190,653	411,038	1,07142	1,72848
18	8,6008	0,81922	27,5173	1,22068	0,03634	221,615	189,721	411,336	1,07559	1,72719
19	8,8475	0,82175	26,7477	1,21692	0,03739	222,848	188,782	411,629	1,07974	1,72590
20	9,0993	0,82431	26,0032	1,21313	0,03846	224,084	187,834	411,918	1,08390	1,72462
21	9,3564	0,82691	25,2829	1,20932	0,03955	225,324	186,877	412,202	1,08805	1,72334
22	9,6189	0,82954	24,5857	1,20548	0,04067	226,568	185,913	412,481	1,09220	1,72206
23	9,8867	0,83221	23,9107	1,20162	0,04182	227,816	184,939	412,755	1,09634	1,72080
24	10,160	0,83491	23,2572	1,19773	0,04300	229,068	183,957	413,025	1,10048	1,71953

Температура, t, °С	Давление $p \cdot 10^{-5}$, Па	Удельный объем, м³/кг·10³		Плотность, кг/м³·10⁻³		Энтальпия, кДж/кг		Теплота парообразования r, кДж/кг	Энтропия, кДж/(кг·К)	
		насыщенной жидкости v'	сухого насыщенного пара v''	насыщенной жидкости ρ'	сухого насыщенного пара ρ''	насыщенной жидкости i'	сухого насыщенного пара i''		насыщенной жидкости s'	сухого насыщенного пара s''
25	10,439	0,83765	22,6242	1,19382	0,04420	230,324	182,965	413,289	1,10462	1,71827
26	10,723	0,84043	22,0111	1,18987	0,04543	231,583	181,965	413,548	1,10876	1,71701
27	11,014	0,84324	21,4169	1,18590	0,04669	232,847	180,955	413,802	1,11290	1,71576
28	11,309	0,84610	20,8411	1,18190	0,04798	234,115	179,935	414,050	1,11703	1,71450
29	11,611	0,84899	20,2829	1,17787	0,04930	235,387	178,906	414,293	1,12116	1,71325
30	11,919	0,85193	19,7417	1,17381	0,05065	236,664	177,867	414,530	1,12530	1,71200
31	12,232	0,85491	19,2168	1,16971	0,05204	237,944	176,817	414,762	1,12943	1,71075
32	12,552	0,85793	18,7076	1,16559	0,05345	239,230	175,758	414,987	1,13355	1,70950
33	12,878	0,86101	18,2135	1,16143	0,05490	240,520	174,687	415,207	1,13768	1,70826
34	13,210	0,86412	17,7341	1,15724	0,05639	241,814	173,606	415,420	1,14181	1,70701
35	13,548	0,86729	17,2686	1,15301	0,05791	243,114	172,514	415,627	1,14594	1,70576
36	13,892	0,87051	16,8168	1,14875	0,05946	244,418	171,410	415,828	1,15007	1,70450
37	14,243	0,87378	16,3779	1,14445	0,06106	245,727	170,294	416,021	1,15420	1,70325
38	14,601	0,87710	15,9517	1,14012	0,06269	247,041	169,167	416,208	1,15833	1,70199
39	14,965	0,88048	15,5375	1,13574	0,06436	248,361	168,027	416,388	1,16246	1,70073
40	15,335	0,88392	15,1351	1,13133	0,06607	249,686	166,875	416,561	1,16659	1,69946
41	15,712	0,88741	14,7439	1,12687	0,06782	251,016	165,710	416,726	1,17073	1,69819
42	16,096	0,89097	14,3636	1,12237	0,06962	252,352	164,531	416,883	1,17486	1,69692
43	16,487	0,89459	13,9938	1,11783	0,07146	253,694	163,339	417,033	1,17900	1,69564
44	16,885	0,89828	13,6341	1,11324	0,07335	255,042	162,133	417,174	1,18315	1,69435
45	17,290	0,90203	13,2841	1,10861	0,07528	256,396	160,912	417,308	1,18730	1,69305
46	17,702	0,90586	12,9436	1,10392	0,07726	257,756	159,676	417,432	1,19145	1,69175
47	18,121	0,90976	12,6122	1,09919	0,07929	259,123	158,425	417,548	1,19560	1,69043
48	18,548	0,91374	12,2895	1,09441	0,08137	260,497	157,158	417,655	1,19977	1,68911
49	18,982	0,91779	11,9753	1,08957	0,08351	261,877	155,875	417,752	1,20393	1,68777

на быть значительно ниже минимальной температуры в рабочем цикле. Эти факторы особенно важны при выборе хладагента для низкотемпературной системы.

Потребляемая мощность на единицу холодопроизводительности почти одинакова для всех распространенных хладагентов, и потому КПД и экономичность работы обычно не являются решающими факторами при выборе хладагента. Более важными являются свойства, которые позволяют уменьшить массу, размеры и начальную стоимость холодильного оборудования, а также автоматизировать его и снизить до минимума обслуживание. Важными факторами выбора хладагента являются также стоимость и наличие того или иного хладагента.

Значения теоретической производительности при стандартных условиях (температура кипения —15°С и температура конденсации 30°С) распространенных хладагентов приведены в табл. 16-8. В табл. 16-9 показано влияние замены хладагента в одной модели сальникового поршневого компрессора на холодопроизводительность и потребляемую мощность при работе на R12, R22 и R502.

УСТАРЕВШИЕ ХЛАДАГЕНТЫ

На ранней стадии развития, когда машинное холодильное оборудование ограничивалось только несколькими большими установками, почти единственными хладагентами были аммиак и углекислота. Позднее, с развитием малых автоматических агрегатов для бытового и торгового холодильного оборудования стали применяться такие хладагенты, как сернистый ангидрид и хлористый метил, а также дихлорметан, который был разработан для центробежных компрессоров. Дихлорметан и углекислота широко использовались в больших установках кондиционирования воздуха из-за их безопасности.

За исключением аммиака, все эти хладагенты в настоящее время не используются и применяются только в некоторых очень старых установках. В настоящее время получили распространение фторированные хладагенты. Аммиак находит широкое применение в оборудовании льдозаводов и искусственных ледяных катков из-за своих термодинамических свойств. Некоторые другие хладагенты применяют только в установках специального назначения.

ФТОРИРОВАННЫЕ ХЛАДАГЕНТЫ

Поиск полностью безопасных рабочих веществ с хорошими термодинамическими свойствами привел в конце 20-х годов к созданию фторированных хладагентов. Фторированные (фторированные углеводородные) хладагенты — это группа соединений, называемых галогенизированными углеводородами. Галоидуглеводородные соединения синтезируются замещением одного или большего числа атомов водорода в молекулах метана CH_4 или этана C_2H_6 атомами хлора, фтора и брома. Галоидзамещенные углеводородные агенты с молекулой метана называются хладагентами метановой группы, а с молекулой этана — хладагентами этановой группы.

Структура хладагентов метановой группы показана на рис. 16-1. Обратите внимание, что основная молекула метана состоит из одного атома углерода С и четырех атомов водорода Н. Если атомы водорода замещаются постепенно атомами хлора Cl, то получаемыми соединениями являются хлористый метил CH_3Cl, дихлорметан CH_2Cl_2, хлороформ $CHCl_3$ и четыреххлористый углерод CCl_4, причем последние два — это основные молекулы наиболее распространенных хладагентов метановой группы.

Таблица 16-5

Термодинамические свойства R502 в состоянии насыщения

Температура t, °C	Давление $p \cdot 10^{-5}$, Па	Удельный объем, м³/кг·10³		Плотность, кг/м³·10⁻³		Энтальпия, кДж/кг		Теплота парообразования r, кДж/кг	Энтропия, кДж/(кг·К)	
		насыщенной жидкости v'	сухого насыщенного пара v''	насыщенной жидкости ρ'	сухого насыщенного пара ρ''	насыщенной жидкости i'	сухого насыщенного пара i''		насыщенной жидкости s'	сухого насыщенного пара, s''
—50	0,8142	0,66842	197,265	1,49606	0,00507	148,768	174,394	323,162	0,79501	1,57652
—49	0,8548	0,66984	188,521	1,49290	0,00530	149,677	173,986	323,664	0,79907	1,57527
—48	0,8969	0,67126	180,241	1,48973	0,00555	150,592	173,573	324,165	0,80313	1,57405
—47	0,9406	0,67270	172,398	1,48654	0,00580	151,512	173,154	324,666	0,80313	1,57285
—46	0,9861	0,67415	164,964	1,48335	0,00606	152,436	172,730	325,166	0,81125	1,57167
—45	1,0332	0,67561	157,915	1,48015	0,00633	153,365	172,300	325,665	0,81532	1,57052
—44	1,0821	0,67708	151,227	1,47694	0,00661	154,300	171,864	326,164	0,81939	1,56940
—43	1,1329	0,67856	144,880	1,47371	0,00690	155,239	171,422	326,661	0,82347	1,56829
—42	1,1855	0,68005	138,853	1,47048	0,00720	156,182	170,975	327,157	0,82754	1,56721
—41	1,2399	0,68155	133,128	1,46724	0,00751	157,131	170,522	327,653	0,83162	1,56615
—40	1,2964	0,68307	127,687	1,46398	0,00783	158,085	170,063	328,147	0,83570	1,56512
—39	1,3548	0,68459	122,513	1,46072	0,00816	159,043	169,598	328,641	0,83979	1,56410
—38	1,4153	0,68613	117,592	1,45744	0,00850	160,006	169,127	329,133	0,84387	1,56310
—37	1,4779	0,68768	112,909	1,45415	0,00886	160,974	168,650	329,624	0,84796	1,56213
—36	1,5426	0,68925	108,451	1,45086	0,00922	161,947	168,167	330,114	0,85205	1,56117
—35	1,6095	0,69082	104,204	1,44755	0,00960	162,924	167,679	330,603	0,85615	1,56024
—34	1,6787	0,69241	100,159	1,44422	0,00998	163,906	167,184	331,090	0,86024	1,55932
—33	1,7501	0,69402	96,3023	1,44089	0,01038	164,893	166,683	331,577	0,86434	1,55842
—32	1,8239	0,69563	92,6251	1,43754	0,01080	165,885	166,176	332,061	0,86844	1,55754
—31	1,9000	0,69726	89,1174	1,43418	0,01122	166,882	165,663	332,545	0,87254	1,55668
—30	1,9786	0,69890	85,7699	1,43081	0,01166	167,883	165,144	333,027	0,87665	1,55583
—29	2,0597	0,70056	82,5741	1,42743	0,01211	168,889	164,619	333,508	0,88075	1,55501
—28	2,1433	0,70223	70,5221	1,42403	0,01258	169,899	164,088	333,987	0,88486	1,55420
—27	2,2296	0,70392	76,6063	1,42062	0,01305	170,914	163,550	334,465	0,88897	1,55340
—26	2,3184	0,70562	73,8196	1,41720	0,01355	171,934	163,007	334,941	0,89308	1,55262
—25	2,4100	0,70733	71,1552	1,41376	0,01405	172,959	162,457	335,415	0,89719	1,55186
—24	2,5043	0,70906	68,6070	1,41031	0,01458	173,988	161,900	335,888	0,90130	1,55111
—23	2,6014	0,71081	66,1689	1,40685	0,01511	175,021	161,338	336,359	0,90541	1,55038
—22	2,7014	0,71257	63,8354	1,40337	0,01567	176,060	160,769	336,829	0,90952	1,54966
—21	2,8043	0,71435	61,6012	1,39987	0,01623	177,102	160,194	337,296	0,91364	1,54895
—20	2,9101	0,71615	59,4614	1,39636	0,01682	178,149	159,613	337,762	0,91775	1,54826
—19	3,0189	0,71796	57,4113	1,39284	0,01742	179,201	159,025	338,226	0,92187	1,54758
—18	3,1309	0,71979	55,4465	1,38930	0,01804	180,257	158,431	338,689	0,92599	1,54692
—17	3,2459	0,72164	53,5627	1,38574	0,01867	181,318	157,831	339,149	0,93010	1,54627
—16	3,3641	0,72350	51,7561	1,38217	0,01932	182,383	157,224	339,607	0,93422	1,54563
—15	3,4855	0,72538	50,0230	1,37858	0,01999	183,452	156,611	340,063	0,93833	1,54500
—14	3,6102	0,72729	48,3598	1,37497	0,02068	184,526	155,991	340,517	0,94245	1,54439
—13	3,7383	0,72921	46,7632	1,37135	0,02138	185,604	155,365	340,970	0,94657	1,54378
—12	3,8697	0,73115	45,2300	1,36771	0,02211	186,686	154,733	341,419	0,95068	1,54319
—11	4,0046	0,73311	43,7578	1,36405	0,02285	187,773	154,094	341,867	0,95480	1,54261

—10	4,1430	0,73509	42,3423	1,36038	0,02362	188,864	153,449	342,313	0,95891	1,54203
—9	4,2849	0,73709	40,9823	1,35668	0,02440	189,959	152,797	342,756	0,96303	1,54147
—8	4,4304	0,73911	39,6747	1,35297	0,02520	191,058	152,138	343,197	0,96714	1,54092
—7	4,5797	0,74116	38,4171	1,34924	0,02603	192,162	151,474	343,635	0,97125	1,54038
—6	4,7326	0,74323	37,2074	1,34549	0,02688	193,269	150,802	344,071	0,97536	1,53985
—5	4,8893	0.74532	36,0433	1,34171	0,02774	194,381	150,124	344,505	0,97947	1,53932
—4	5,0498	0,74743	34,9228	1,33792	0,02863	195,497	149,439	344,936	0,98358	1,53881
—3	5,2142	0,74956	33,8439	1,33411	0,02955	196,617	148,748	345,365	0,98769	1,53830
—2	5,3826	0,75172	32,8049	1,33027	0,03048	197,740	148,050	345,791	0,99179	1,53780
—1	5,5549	0,75391	31,8039	1,32642	0,03144	198,868	147,345	346,214	0,99590	1,53731
0	5,7313	0,75612	30,8393	1,32254	0,03243	200,000	146,634	346,634	0******	1,53683
1	5,9118	0,75836	29,9095	1,31864	0,03343	201,136	145,916	347,052	1,00410	1,53635
2	6,0965	0,76062	29,0131	1,31471	0,03447	202,275	145,191	347,467	1,00820	1,53588
3	6,2854	0,76291	28,1485	1,31076	0,03553	203,419	144,460	347,879	1,01229	1,53542
4	6,4786	0,76523	27,3145	1,30679	0,03661	204,566	143,721	348,288	1,01639	1,53496
5	6,6761	0,76758	26,5097	1,30279	0,03772	205,717	142,976	348,693	1,02048	1,53451
6	6,8780	0,76996	25,7330	1,29877	0,03886	206,872	142,224	349,096	1,02457	1,53406
7	7,0843	0,77237	24,9831	1,29472	0,04003	208,031	141,465	349,496	1,02866	1,53362
8	7,2951	0,77481	24,2589	1,29065	0,04122	209,193	140,699	349,892	1,03274	1,53318
9	7,5105	0,77728	23,5593	1,28654	0,04245	210,359	139,926	350,285	1,03682	1,53275
10	7,7305	0,77978	22,8835	1,28241	0,04370	211,529	139,146	350,675	1,04090	1,53232
11	7,9552	0,78232	22,2303	1,27825	0,04498	212,703	138,359	351,062	1,04497	1,53190
12	8,1846	0,78489	21,5989	1,27406	0,04630	213,880	137,564	351,444	1,04905	1,53147
13	8,4187	0,78750	20,9883	1,26985	0,04765	215,061	136,763	351,824	1,05311	1,53106
14	8,6578	0,79014	20,3979	1,26559	0,04902	216,245	135,954	352,199	1,05718	1,53064
15	8,9017	0,79282	19,8266	1,26131	0,05044	217,433	135,138	352,571	1,06124	1,53023
16	9,1506	0,79555	19,2739	1,25700	0,05188	218,624	134,314	352,939	1,06530	1,52982
17	9,4045	0,79831	18,7389	1,25265	0,05336	219,820	133,483	353,303	1,06936	1,52941
18	9,6635	0,80111	18,2210	1,24827	0,05488	221,018	132,644	353,663	1,07341	1,52900
19	9,9276	0,80395	17,7194	1,24385	0,05644	222,220	131,798	354,019	1,07746	1.52859
20	10,197	0,80684	17,2336	1,23940	0,05803	223,426	130,944	354,370	1,08151	1,52819
21	10,471	0,80978	16,7630	1,23491	0,05966	224,635	130,082	354,717	1,08555	1,52778
22	10,751	0,81276	16,3069	1,23038	0,06132	225,848	129,212	355,060	1,08959	1,52737
23	11,037	0,81579	15,8649	1,22581	0,06303	227,064	128,334	355,398	1,09362	1,52697
24	11,327	0.81887	15,4363	1,22120	0,06478	228,284	127,448	355,732	1,09766	1,52656
25	11,623	0,82200	15,0207	1,21655	0,06658	229,507	126,553	356,061	1,10168	1,52615
26	11,925	0,82518	14,6175	1,21186	0,06841	230,734	125,651	356,385	1,10571	1,52573
27	12,232	0,82842	14,2263	1,20712	0,07029	231,964	124,739	356.703	1,10973	1,52532
28	12,546	0,83171	13,8468	1,20234	0,07222	233,198	123,819	357,017	1,11375	1,52490
29	12,864	0,83507	13,4783	1,19750	0,07419	234,436	122,889	357,325	1,11776	1,52448
30	13,189	0,83849	13,1205	1,19263	0,07622	235.677	121,951	357,628	1,12177	1,52405
31	13,519	0,84197	12,7731	1,18770	0,07829	236,921	121,003	357,925	1,12578	1,52362
32	13,856	0,84551	12,4356	1,18271	0,08041	238,170	120,046	358,216	1,12978	1,52318
33	14,198	0.84913	12,1076	1,17768	0,08259	239,422	119,079	358,501	1,13378	1,52274
34	14,547	0,85282	11,7889	1,17259	0,08483	240,677	118,102	358,780	1,13778	1,52229
35	14,901	0,85658	11,4790	1,16744	0,08712	241,937	117,115	359,052	1,14178	1,52184
36	15,262	0,86042	11,1778	1,16223	0,08946	243,200	116,117	359,318	1,14577	1,52137
37	15,630	0,86434	10,8847	1.15696	0,09187	244,468	115,109	359,576	1,14976	1,52090
38	16,003	0,86834	10,5996	1,15162	0,09434	245,739	114,089	359,828	1,15375	1,52042
39	16,383	0,87243	10,3222	1,14622	0,09688	247,015	113,058	360,072	1,15774	1,51993

Продолжение табл. 16-5

Температура, t, °С	Давление $p \cdot 10^{-5}$, Па	Удельный объем, м³/кг·10³		Плотность, кг/м³·10⁻³		Энтальпия, кДж/кг		Теплота парообразования r, кДж/кг	Энтропия, кДж/(кг·К)	
		насыщенной жидкости v'	сухого насыщенного пара v''	насыщенной жидкости ρ'	сухого насыщенного пара ρ''	насыщенной жидкости i'	сухого насыщенного пара i''		насыщенной жидкости s'	сухого насыщенного пара s''
40	16,770	0,87662	10,0521	1,14075	0,09948	248,295	112,014	360,309	1,16172	1,51943
41	17,163	0,88090	9,78911	1,13520	0,10215	249,579	110,959	360,538	1,16571	1,51891
42	17,563	0,88528	9,53299	1,12958	0,10490	250,868	109,891	360,758	1,16969	1,51838
43	17,969	0,88977	9,28346	1,12389	0,10772	252,161	108,809	360,970	1,17367	1,51784
44	18,383	0,89437	9,04030	1,11811	0,11062	253,459	107,714	361,173	1,17766	1,51729
45	18,803	0,89908	8,80325	1,11224	0,11359	254,762	106,605	361,367	1,18164	1,51672
46	19,231	0,90392	8,57210	1,10629	0,11666	256,070	105,480	361,550	1,18562	1,51613
47	19,665	0,90889	8,34664	1,10024	0,11981	257,384	104,340	361,724	1,18961	1,51552
48	20,107	0,91399	8,12663	1,09410	0,12305	258,703	103,184	361,887	1,19360	1,51490
49	20,556	0,91924	7,91189	1,08785	0,12639	260,029	102,010	362,039	1,19759	1,51425

Рис. 16-1. Хладагенты метановой группы:
1 — R50 (метан); *2* — R40 (хлористый метил); *3* — R30 (дихлорметан); *4* — R20 (хлороформ); *5* — R10 (четыреххлористый углерод); *6* — R21 (монофтордихлорметан); *7* — R22 (дифтормонохлорметан); *8* — R11 (монофтортрихлорметан); *9* — R12 (дифтордихлорметан); *10* — R13 (трифтормонохлорметан); *11* — R14 (тетрафторметан)

Если атомы хлора в молекуле четыреххлористого углерода постепенно замещать атомами фтора, то получаемыми соединениями являются монофтортрихлорметан $CFCl_3$, дифтордихлорметан CF_2Cl_2, трифтормонохлорметан CF_3Cl и тетрафторметан CF_4. Этим соединениям присвоены следующие цифровые обозначения: R11, R12, R13 и R14, причем последняя цифра в номере хладагента обозначает количество атомов фтора в молекуле.

На рис. 16-1 представлена молекулярная структура хладагентов R21 и R22, которые также являются фторированными хладагентами метановой группы. Обратите внимание на присут-

Термодинамические свойства аммиака в состоянии насыщения

Температура, t, °С	Давление p, кПа	Энтальпия, кДж/кг		Энтропия, кДж/(кг·К)		Удельный объем, 10^{-3} м³/кг	
		жидкости i'	пара i''	жидкости s'	пара s''	жидкости v'	пара v''
—60	21,99	—69,5330	1373,19	—0,10909	6,6592	1,4010	4685,08
—55	30,29	—47,5062	1382,01	—0,00717	6,5454	1,4126	3474,22
—50	41,03	—25,4342	1390,64	0,09264	6,4382	1,4245	2616,51
—45	54,74	—3,3020	1399,07	0,19049	6,3369	1,4367	1998,91
—40	72,01	18,9024	1407,26	0,28651	6,2410	1,4493	1547,36
—35	93,49	41,1883	1415,20	0,38082	6,1501	1,4623	1212,49
—30	119,90	63,5629	1422,86	0,47351	6,0636	1,4757	960,867
—28	132,02	72,5387	1425,84	0,51015	6,0302	1,4811	878,100
—26	145,11	81,5300	1428,76	0,54655	5,9974	1,4867	803,761
—24	159,22	90,5370	1431,64	0,58272	5,9652	1,4923	736,868
—22	174,41	99,5600	1434,46	0,61865	5,9336	1,4980	676,570
—20	190,74	108,599	1437,23	0,65436	5,9025	1,5037	622,122
—18	208,26	117,656	1439,94	0,68984	5,8720	1,5096	572,875
—16	227,04	126,729	1442,60	0,72511	5,8420	1,5155	528,257
—14	247,14	135,820	1445,20	0,76016	5,8125	1,5215	487,769
—12	268,63	144,929	1447,74	0,79501	5,7835	1,5276	450,971
—10	291,57	154,056	1450,22	0,82965	5,7550	1,5338	417,477
—9	303,60	158,628	1451,44	0,84690	5,7409	1,5369	401,860
—8	316,02	163,204	1452,64	0,86410	5,7269	1,5400	386,944
—7	328,84	167,785	1453,83	0,88125	5,7131	1,5432	372,692
—6	342,07	172,371	1455,00	0,89835	5,6993	1,5464	359,071
—5	355,71	176,962	1456,15	0,91541	5,6856	1,5496	346,046
—4	369,77	181,559	1457,29	0,93242	5,6721	1,5528	333,589
—3	384,26	186,161	1458,42	0,94938	5,6586	1,5561	321,670
—2	399,20	190,768	1459,53	0,96630	5,6453	1,5594	310,263
—1	414,58	195,381	1460,62	0,98317	5,6320	1,5627	299,340
0	430,43	200,000	1461,70	1,00000	5,6189	1,5660	288,880
1	446,74	204,625	1462,76	1,01679	5,6058	1,5694	278,858
2	463,53	209,256	1463,80	1,03354	5,5929	1,5727	269,253
3	480,81	213,892	1464,83	1,05024	5,5800	1,5762	260,046
4	498,59	218,535	1465,84	1,06691	5,5672	1,5796	251,216
5	516,67	223,185	1466,84	1,08353	5,5545	1,5831	242,745
6	535,67	227,841	1467,82	1,10012	5,5419	1,5866	234,618
7	555,00	232,503	1468,78	1,11667	5,5294	1,5901	226,817
8	574,87	237,172	1469,72	1,13317	5,5170	1,5936	219,326
9	595,28	241,848	1470,65	1,14964	5,5046	1,5972	212,132
10	616,25	246,531	1471,57	1,16607	5,4924	1,6008	205,221
11	637,78	251,221	1472,46	1,18246	5,4802	1,6045	198,580
12	659,89	255,918	1473,34	1,19882	5,4681	1,6081	192,196
13	682,59	260,622	1474,20	1,21515	5,4561	1,6118	186,058
14	705,88	265,334	1475,05	1,23144	5,4441	1,6156	180,154
15	729,79	270,053	1475,88	1,24769	5,4322	1,6193	174,475
16	754,31	274,779	1476,69	1,26391	5,4204	1,6231	169,009
17	779,46	279,513	1477,48	1,28010	5,4087	1,6269	163,748
18	805,25	284,255	1478,25	1,29626	5,3971	1,6308	158,683
19	831,69	289,005	1479,01	1,31238	5,3855	1,6347	153,804
20	858,79	293,762	1479,75	1,32847	5,3740	1,6386	149,106
21	886,57	298,527	1480,48	1,34452	5,3626	1,6426	144,578
22	915,03	303,300	1481,18	1,36055	5,3512	1,6466	140,214
23	944,18	308,081	1481,87	1,37654	5,3399	1,6507	136,006
24	974,03	312,870	1482,53	1,39250	5,3286	1,6547	131,950
25	1004,6	317,667	1483,18	1,40843	5,3175	1,6588	128,037
26	1035,9	322,471	1483,81	1,42433	5,3063	1,6630	124,261
27	1068,0	327,284	1484,42	1,44020	5,2953	1,6672	120,619
28	1100,7	332,104	1485,01	1,45604	5,2843	1,6714	117,103
29	1134,3	336,933	1485,59	1,47185	5,2733	1,6757	113,708
30	1168,6	341,769	1486,14	1,48762	5,2624	1,6800	110,430
31	1203,7	346,614	1486,67	1,50337	5,2516	1,6844	107,263
32	1239,6	351,466	1487,18	1,51908	5,2408	1,6888	104,205
33	1276,3	356,326	1487,66	1,53477	5,2300	1,6932	101,248
34	1313,9	361,195	1488,13	1,55042	5,2193	1,6977	98,3913
35	1352,2	366,072	1488,57	1,56605	5,2086	1,7023	95,6290
36	1391,5	370,957	1488,99	1,58165	5,1980	1,7069	92,9579
37	1431,5	375,851	1489,39	1,59722	5,1874	1,7115	90,3743
38	1472,4	380,754	1489,76	1,61276	5,1768	1,7162	87,8748
39	1514,3	385,666	1490,10	1,62828	5,1663	1,7209	85,4561
40	1557,0	390,587	1490,42	1,64377	5,1558	1,7257	83,1150
41	1600,6	395,519	1490,71	1,65924	5,1453	1,7305	80,8484
42	1645,1	400,462	1490,98	1,67470	5,1349	1,7354	78,6536
43	1690,6	405,416	1491,21	1,69013	5,1244	1,7404	76,5276
44	1737,0	410,382	1491,41	1,70554	5,1140	1,7454	74,4678
45	1784,3	415,362	1491,58	1,72095	5,1036	1,7504	72,4716

Продолжение табл. 16-6

Температура, t, °С	Давление p, кПа	Энтальпия, кДж/кг		Энтропия, кДж/(кг·К)		Удельный объем, 10^{-3} м³/кг	
		жидкости i'	пара i''	жидкости s'	пара s''	жидкости v'	пара v''
46	1832,6	420,358	1491,72	1,73635	5,0932	1,7555	70,5365
47	1881,9	425,369	1491,82	1,75174	5,0827	1,7607	68,6602
48	1932,2	430,399	1491,88	1,76714	5,0723	1,7659	66,8403
49	1983,5	435,450	1491,91	1,78255	5,0618	1,7712	65,0746
50	2035,9	440,523	1491,89	1,79798	5,0514	1,7766	63,3608
51	2089,2	445,623	1491,83	1,81343	5,0409	1,7820	61,6971
52	2143,6	450,751	1491,73	1,82891	5,0303	1,7875	60,0813
53	2199,1	455,913	1491,58	1,84445	5,0198	1,7931	58,5114
54	2256,6	461,112	1491,38	1,86004	5,0092	1,7987	56,9855
55	2313,2	466,353	1491,12	1,87571	4,9985	1,8044	55,5019

Таблица 16-7

Относительная безопасность хладагентов

Хладагент	Классификация групп по правилам безопасности	Токсичная концентрация					Воспламеняемость или взрывоопасная концентрация, % от объема воздуха
		при длительности воздействия, ч	хладагента в воздухе		продуктов распада хладагента (в результате воздействия открытого пламени)		
			% объема	кг/м³	при длительности воздействия, ч	% объема***	
1	2	3	4	5	6	7	8
R50	3*						4,9—15
R14	1*						Невоспламеняемый
R1150	3*						3—25
R744A		8	0,0025				Невоспламеняемый
R13	1*						Невоспламеняемый
R170	3	2	37,4—51,7				3,3—10,6
R744	1	1/2—1	29—30	0,53—0,55			Невоспламеняемый
R13B1	1*						Невоспламеняемый
R290	3	2	37,5—51,7	0,68—0,94			2,3—7,3
R22	1				16	1	Невоспламеняемый
R717	2	1/2	0,5—0,6	0,0035—0,004			16,0—25**
R12	1	2	28,5—30,4	1,44—1,53	20	1	Невоспламеняемый
R40	2	2	2—2,5	0,04—0,05	30	2,4	8,1—17,2
R601	3						Невоспламеняемый
R764	2	1/12	0,7	0,019			Невоспламеняемый
R600	3	2	37,5—51,7				1,6—6,5
R114	1	2	20,1—21,5	1,45—1,55	15	1	Невоспламеняемый
R21	1	1/2	10,2	0,43			Невоспламеняемый
R160	2	1	4	0,107	18	2	3,7—12
R11	1	2	10	0,572	5	1	Невоспламеняемый
R611	2	1	2—2,5	0,05—0,06			4,5—20
R30	1	1/2	5,1—5,3	0,18—0,19	20	1	Невоспламеняемый
R113	1	1	4,8—5,2	0,37—0,40	16	1,2	Невоспламеняемый
R1130	2	1	2—2,5	0,08—0,1	5	2,1	5,6—11,4

* Неофициальные данные.
** Незначительная воспламеняемость, но для практических целей считается невоспламеняемым хладагентом.
*** Начальная концентрация.

Таблица 16-8

Сравнительные характеристики хладагентов при температурах кипения —15°С и конденсации 30°С

Хладагент	Абсолютное давление, МПа		Степень сжатия	Холодопроизводительность нетто, кДж/кг	Массовый расход, кг/(с·кВт)	Удельный объем всасываемого пара, л/кг	Объемный расход, л/(с·кВт)	Потребляемая мощность, Вт/кВт	Адиабатная температура нагнетания, °С	Холодильный коэффициент
	кипения	конденсации								
R11	0,0203	0,0894	6,19	155,4	0,00644	762,27	4,91	198,87	43,9	5,03
R12	0,1826	0,7447	4,08	116,3	0,0086	91,15	0,78	212,44	38,3	4,71
R22	0,2958	1,1921	4,03	162,8	0,00614	77,41	0,48	214,37	53,3	4,67
R500	0,2144	0,8798	4,11	141	0,00702	93,65	0,66	214,14	40,6	4,67
R502	0,3496	1,3086	3,75	106,3	0,00941	51,19	0,48	228,77	37,2	4,37
R717	0,2365	1,1666	4,93	1103,5	0,00091	508,8	0,46	209,69	98,9	4,77

Таблица 16-9

Влияние замены хладагента в компрессоре на холодопроизводительность и потребляемую мощность при температуре конденсации 38°С

Температура кипения, °С	R12		R22		R502	
	производительность, кВт	мощность на валу, кВт	производительность, кВт	мощность на валу, кВт	производительность, кВт	мощность на валу, кВт
—40	7,03	6,11	Нет данных	Нет данных	12,66	10,51
—30	13,68	8,29	То же	То же	23,63	14,56
—20	23,37	10,32	»	»	38,41	18,08
—10	36,47	11,84	56,83	19,43	58,17	21,67
0	53,95	13,72	87,15	22,21	84,2	25,26
10	78,43	14,99	123,80	31,75	Нет данных	Нет данных

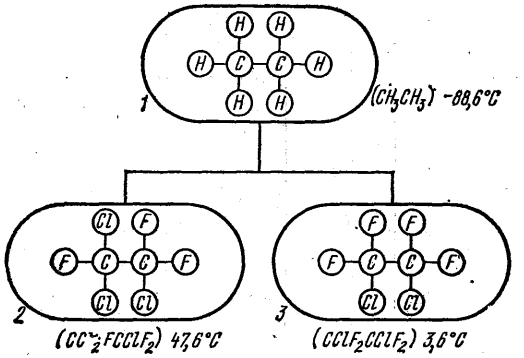


Рис. 16-2. Хладагенты этановой группы:
1 — R170 (этан); *2* — R113 (трифтортрихлорэтан); *3* — R114 (тетрафтордихлорэтан)

ствие атома водорода в каждом из этих двух соединений. Это указывает на то, что они являются производными молекул хлороформа, а не молекул четыреххлористого углерода.

На рис. 16-2 представлена молекулярная структура хладагентов R113 и R114, которые являются единственными двумя фторированными хладагентами этановой группы, нашедшими широкое распространение. Наличие двух атомов углерода указывает на то, что основная молекула — это этан, а не метан, который содержит только один атом углерода.

Характеристики этих и других хладагентов приведены ниже.

ВЛИЯНИЕ ВЛАГИ НА ХЛАДАГЕНТЫ

Известно, что влага взаимодействует в различной степени с большинством распространенных хладагентов, в результате чего образуются высококорродирующие соединения (обычно кислоты), которые влияют на смазочное масло и другие материалы в системе, включая металлы. В результате химических реакций происходит коррозия и повреждение вентилей, клапанов, уплотнений, опорных шеек вала, стенок цилиндра и других полированных поверхностей. Химические реакции могут вызвать распад смазочного масла с образованием металлического и других осадков, которые забивают клапаны и проходы для масла, повреждают поверхности подшипников и сокращают срок службы оборудования. Коррозия под действием влаги также приводит к отказу клапанов компрессора, а в герметичных компрессорах вызывает повреждение изоляции обмотки двигателя.

В системе всегда имеется влага. Однако необходимо, чтобы содержание влаги в системе поддерживалось на низком уровне для предотвращения повреждений. Минимальный уровень влаги, который не вызывает повреждений, не установлен с определенностью и значительно колеблется в зависимости от хладагента, качества смазочного масла и рабочей температуры в системе, в особенности температуры нагнетания.

В холодильной системе влага может быть в свободном состоянии или в смеси с хладагентом. Когда влага находится в системе в свободном состоянии, она замерзает в регуляторе расхода хладагента и в испарителе, если температура в последнем ниже температуры замерзания воды. Естественно, что образование льда в отверстии регулятора расхода хладагента прекращает движение потока хладагента через регулятор, и установка перестает функционировать до тех пор, пока лед не растает и не восстановится движение потока хладагента через регулятор. Процесс охлаждения в таких случаях становится прерывистым, так как течение жидкого хладагента возобновляется при таянии и прекращается при замерзании льда в отверстии регулятора расхода.

Свободная вода может находиться в системе только в том случае, когда ее количество превышает максимум того, что хладагент может удерживать в растворе. В результате замерзание влаги почти всегда является признаком того, что ее содержание в системе превышает

минимальный уровень, вызывающий коррозию. Однако если влага не замерзает, то это не означает, что ее содержание в системе обязательно ниже уровня, вызывающего коррозию, так как в установках с некоторыми хладагентами коррозия происходит при значительно меньшем количестве воды. Влага не замерзает в системах кондиционирования воздуха или в любых других установках, в которых температура кипения выше температуры замерзания воды. По этой причине высокотемпературные системы более часто подвергаются действию коррозии, чем установки, работающие при низких температурах кипения, так как в них относительно большое количество воды может не быть обнаружено в течение довольно длительного времени.

Способность хладагента удерживать влагу в растворе уменьшается с повышением температуры, и поэтому содержание влаги в низкотемпературных системах должно быть на очень низком уровне для предотвращения замерзания, в связи с чем величина коррозии в низкотемпературных системах обычно минимальна.

Хладагенты значительно отличаются как по способности удержания влаги, так по взаимодействию с ней. Например, такие углеводороды, как пропан, бутан, этан и др., поглощают очень мало влаги или совсем не поглощают ее. Поэтому влага в установках, работающих на этих хладагентах, находится в свободном виде и обнаруживается при замерзании в регуляторе расхода хладагента. Эту влагу необходимо немедленно удалить, чтобы поддержать рабочее состояние системы.

Аммиак прекрасно взаимодействует с водой и способен поглощать такое большое количество, что свободная вода редко обнаруживается в аммиачных системах. Соединение воды с аммиаком образует водоаммиачный раствор, который вступает в реакцию с цветными металлами, например с медью и латунью, но не взаимодействует с чугуном, сталью или другими материалами в конструкции системы. По этой причине аммиачные системы хорошо работают даже при относительно большом количестве влаги в системе.

В установках с углеводородными хладагентами присутствие влаги не приводит к образованию большого количества кислоты и других корродирующих соединений. Как правило, в системах на углеводородных хладагентах нет коррозии, если содержание влаги поддерживается ниже уровня, вызывающего ее замерзание, в условиях применения высококачественного смазочного масла и относительно низкой температуры нагнетания.

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ХЛАДАГЕНТА И МАСЛА

Смазочное масло в основном содержится в картере компрессора, где оно взаимодействует с хладагентом. Следовательно, как уже указывалось, масло должно быть химически и физически стойким в присутствии хладагента, чтобы их взаимодействие не могло привести к отрицательным последствиям.

Некоторые хладагенты, в частности сернистый ангидрид и углеводороды, взаимодействуют в небольшой степени со смазочным маслом. Однако при нормальных рабочих условиях эта реакция обычно слабая и не вызывает никаких последствий, если смазочное масло высококачественное, а система относительно чистая и сухая. При наличии в системе значительного количества таких примесей, как воздух и влага, часто происходит химическая реакция между примесями, хладагентом и маслом. В результате этого происходит распад масла, образуются корродирующие кислоты и осадки, наблюдается омеднение и значительная коррозия полированных металлических поверхностей. Высокая

температура нагнетания значительно ускоряет эти процессы, в частности распад масла, что в свою очередь вызывает отложение нагара на нагнетательных клапанах, поршнях, крышке цилиндров компрессора и в нагнетательном трубопроводе. Это положение усугубляется при использовании плохо очищенного масла с высоким содержанием ненасыщенных углеводородов, так как последние химически нестойки.

Высокая температура нагнетания R22 (см. табл. 16-8) вызывает распад смазочного масла, что сопровождается перегоранием электродвигателя. Это явление характерно для герметичных компрессоров со встроенным электродвигателем, работающих на этом хладагенте, в особенности при наличии воздушного конденсатора и длинных трубопроводов.

Омеднение различных частей компрессора часто происходит в установках, работающих на углеводородных хладагентах. Такими частями являются полированные металлические поверхности, которые выделяют теплоту, например поршни, стенки цилиндров, поверхности подшипников и клапаны. Точная причина омеднения не установлена, но имеется достаточно подтверждений тому, что влага и низкое качество смазочного масла способствуют этому процессу. Медь никогда не используют в установках, работающих на аммиаке. Поэтому в аммиачных системах нет омеднения.

В любом случае независимо от природы или причины нежелательных реакций между хладагентом и смазочным маслом эти недостатки могут быть в значительной степени устранены или полностью исключены при использовании высококачественного смазочного масла с низкой температурой застывания и помутнения (см. с. 391—392), в чистой системе (свободной от загрязнений и примесей, например воздуха и влаги), работающей при низкой температуре нагнетания.

РАСТВОРИМОСТЬ ХЛАДАГЕНТА В МАСЛЕ

По вопросу о соотношении хладагента и масла необходимо отметить, что смешиваемость масла с различными хладагентами неодинакова.

По своей способности растворяться в масле хладагенты делятся на три группы: полностью растворимые, частично растворимые (при высоком давлении) и нерастворимые.

В любом случае смешиваемость масла или ее отсутствие не является важным фактором при выборе хладагента. Однако степень растворимости хладагента в масле — это важная характеристика и должна быть рассмотрена более подробно, так как значительно влияет на конструкцию компрессора и других узлов системы, включая трубопроводы подачи хладагента.

Хладагент, растворяясь в масле, которое находится в картере компрессора, снижает его вязкость и ухудшает смазочные свойства. Для компенсации разжижения хладагентом смазочное масло, используемое в компрессоре, должно иметь более высокую начальную вязкость.

Вязкость смазочного масла необходимо поддерживать в определенных пределах. Если вязкость масла слишком низка, то оно не будет образовывать защитную пленку между трущимися поверхностями. Масло, имеющее слишком высокую вязкость, не обладает достаточной текучестью, т. е. не будет проникать между трущимися поверхностями, в особенности при небольших допусках. В любом случае смазка компрессора будет неудовлетворительной.

Масло, циркулирующее через систему вместе с хладагентом, отрицательно влияет на КПД и производительность установки, так как оно прилипает и на поверхности труб конденсатора и испарителя образуется пленка, в результате чего уменьшается коэффициент теплопередачи в этих аппаратах.

Масло становится более вязким и застывает при понижении температуры.

В холодильной системе масло необходимо только для смазки компрессора. Поэтому очевидно, что оно лучше всего выполняет эту функцию, когда находится в компрессоре, а не циркулирует с хладагентом через другие узлы системы. За некоторым исключением, хладагент неизбежно контактирует с маслом в компрессоре, вследствие чего определенное количество масла в виде небольших частиц уносится паром хладагента через нагнетательные клапаны в нагнетательный трубопровод. Если не отделить масло в этой точке от пара, то оно попадает в конденсатор и ресивер, откуда переносится в испаритель жидким хладагентом. Очевидно, что в целях эффективной работы системы, а также поддержания постоянного уровня масла в картере необходимо принять меры для его удаления из системы и возврата в картер, где оно будет выполнять свою прямую функцию смазывания компрессора.

Возврат масла в картер зависит от трех факторов: растворимости хладагента в масле, типа испарителя и температуры кипения хладагента.

Если используют хладагент, способный раствориться в масле, то возврат масла упрощается, так как оно поступает в компрессор в смеси с хладагентом. Масло переносится через систему хладагентом, а затем возвращается в картер через всасывающий трубопровод при условии соответствующей конструкции испарителя и трубопроводов хладагента.

При использовании хладагентов, не растворяющихся в масле, нелегко осуществить возврат его в картер, если масло попало в конденсатор. Основное количество масла и хладагента не растворяется, и только небольшое количество масла (вследствие незначительного механического смешивания) переносится хладагентом. Например, при использовании аммиака, который легче масла, большое количество масла отделяется от жидкого хладагента и осаждается в самых низких точках системы. Поэтому в днищах всех ресиверов, испарителей, отделителей жидкости и других аппаратов имеются сосуды, из которых масло вручную или автоматически непрерывно или периодически сливается и возвращается в картер.

При использовании затопленных испарителей скорость движения хладагента в системе обычно недостаточна для того, чтобы пар хладагента уносил масло во всасывающий трубопровод и обратно в картер. Следовательно, даже когда в системе холодильной установки с затопленным испарителем циркулируют хладагенты, растворяющиеся в масле, необходимо принимать специальные меры для возврата масла в картер. Способы, применяемые для непрерывного возврата масла из испарителя в картер в таких случаях, описываются в главе 19.

Масло смазывает регулятор расхода хладагента и другие вентили в системе, поэтому циркуляцию небольшого количества масла с хладагентом не следует считать нежелательным явлением. Вместе с тем количество циркулирующего масла должно быть минимальным из-за его отрицательного влияния на холодопроизводительность машины. Избыточное количество циркулирующего масла может привести к такому низкому уровню его в картере, что не будет обеспечиваться нормальная смазка компрессора.

Для достижения минимального количества циркулирующего масла устанавливают маслоотделитель в нагнетательном трубопроводе между компрессором и конденсатором.

В системах, в которых возврат масла происходит не полностью или циркулирует избыточное количество масла, а также если наличие масла в системах вызывает значительное понижение холодопроизводительности и КПД уста-

новки, на нагнетательном трубопроводе монтируют маслоотделитель.

Это же относится к установкам, работающим на растворяющихся в масле хладагентах при температуре в испарителе ниже —18°С. Маслоотделители рекомендуются также для всех установок с затопленными испарителями, так как возврат масла из них может быть недостаточным вследствие незначительной скорости движения хладагента.

Маслоотделители очень эффективно отделяют масло от пара хладагента, но не имеют КПД 100%. Поэтому при использовании маслоотделителя необходимо принять меры к возврату в картер того небольшого количества масла, которое не остается в маслоотделителе и поступает к другим узлам системы. Неправильный монтаж маслоотделителей бывает причиной различных неполадок в системе. В связи с этим их обычно применяют только в тех установках, в которых свойства хладагента и особенности системы обусловливают их присутствие. Маслоотделители рассматриваются более подробно в главе 19.

ОБНАРУЖЕНИЕ УТЕЧКИ ХЛАДАГЕНТА

Неполадки из-за негерметичности в холодильной системе могут быть разными в зависимости от того, какое давление в данной точке негерметичности системы (выше или ниже атмосферного). Когда давление в системе в месте утечки выше атмосферного, хладагент вытекает из системы. Если давление в системе ниже атмосферного, то хладагент остается, а воздух и влага всасываются в систему. В любом случае в течение очень короткого времени система выходит из строя. Можно утверждать, что утечки хладагента из системы менее вредны. В этом случае необходимо только обнаружить и устранить неплотность и зарядить систему соответствующим количеством хладагента. Если же воздух и влага попали в систему, то они повышают давление и температуру нагнетания, а также интенсивность коррозии. Влага, имеющаяся в системе, может замерзнуть в регуляторе подачи хладагента. Кроме того, после обнаружения и устранения утечки система должна быть полностью отвакуумирована вакуум-насосом и осушена, для чего необходимо в систему встроить осушитель.

Необходимость предупреждения утечек в системе требует наличия какого-либо удобного средства проверки герметичности новой системы и обнаружения утечки в работающей системе. Новые системы проверяют на герметичность при вакууме и при давлении.

Один из способов обнаружения утечки, широко применяемый при работе со всеми хладагентами, основан на использовании относительно вязкого мыльного раствора, свободного от пузырьков. Мыльный раствор наносят на трубные соединения, которые затем освещают. Образование пузырьков в мыльном растворе указывает на наличие утечки. При использовании мыльного раствора давление в системе должно быть не менее 450 кПа.

Пары серы и аммиака образуют густой белый дым (сульфит аммония) при взаимодействии друг с другом. Это удобное средство обнаружения утечки из аммиачной системы. Для выявления утечки аммиака серную свечу подносят к трубным соединениям и другим предполагаемым участкам утечки. Утечка имеет место в том случае, если от серной свечи исходит белый дым. Бумага, пропитанная фенолфталеином и увлажненная, которая приобретает красный цвет при взаимодействии с паром аммиака, также может быть индикатором для обнаружения утечки.

Для обнаружения утечки в системах, работающих на фторированных хладагентах, часто используют галоидную лампу. В ней имеется медный элемент, который нагревается под действием пламени. Для поддержания процесса го-

рения воздух всасывается через резиновую трубку, один конец которой присоединен к течеискателю. Свободный конец трубки проводят вокруг предполагаемых точек утечки. Присутствие пара фторированного хладагента проявляется в том, что нормальный цвет пламени меняется на ярко-зеленый или фиолетовый. Галоидный течеискатель можно применять только в хорошо вентилируемом помещении. Для обнаружения утечки в системах, работающих на углекислоте или углеводородных хладагентах, можно использовать только мыльный раствор.

АММИАК

Аммиак — это единственный хладагент вне группы фторированных агентов, который более или менее значительно распространен в настоящее время. Аммиак токсичен и в определенных условиях обладает некоторой воспламеняемостью и взрывоопасностью. Отличные термодинамические свойства аммиака делают его идеальным хладагентом для льдозаводов, мясоперерабатывающих предприятий, искусственных ледяных катков, больших холодильников и т. д., где обычно работает опытный обслуживающий персонал и где токсичность этого хладагента не имеет большого значения.

Аммиак обладает наибольшей удельной холодопроизводительностью из всех хладагентов и несмотря на довольно большой удельный объем в парообразном состоянии обеспечивает высокую холодопроизводительность компрессора при относительно небольшом рабочем объеме его цилиндров.

Точка кипения аммиака при стандартном атмосферном давлении —33,3°С. Давления в испарителе и конденсаторе при стандартных условиях $t_0 = -15$°С и $t_к = 30$°С соответственно равны 0,237 и 1,167 МПа. Умеренные давления позволяют применять легкие материалы в конструкции холодильного оборудования. Однако адиабатная температура нагнетания относительно высока и равна 98,89°С при стандартных условиях, поэтому желательно водяное охлаждение крышки и цилиндров компрессора. В аммиачных системах необходимо избегать большого перегрева всасываемого пара.

Чистый безводный аммиак не корродирует металлы, обычно применяемые в холодильных системах, однако в присутствии влаги он воздействует на цветные металлы, например медь и латунь. Очевидно, что эти металлы не следует использовать в аммиачных системах.

Аммиак не растворяется в масле и поэтому не снижает его вязкости. Во всех аммиачных установках монтируют маслоотделитель на нагнетательном трубопроводе во избежание замасливания теплообменных аппаратов.

Аммиак проверяют на утечку с помощью серных свечей или мыльного раствора.

Аммиак выпускается повсеместно в достаточном количестве и является самым дешевым из всех распространенных хладагентов. Эти два обстоятельства, а также химическая стойкость, совместимость с водой, нерастворимость в масле делают аммиак идеальным хладагентом для больших установок, в которых токсичность не является определяющим фактором. Аммиак—отличный хладагент для охлаждения жидкости, так как коэффициенты теплоотдачи со стороны хладагента в теплообменных аппаратах относительно высоки. Аммиак используется в установках с сальниковыми поршневыми, ротационными и центробежными компрессорами.

ХЛАДАГЕНТ R11

R11 — фторированный хладагент метановой группы с температурой кипения при атмосферном давлении 23,7°С. Рабочие давления при стандартных условиях равны соответственно 0,02 и 0,125 МПа. R11 используют в установ-

ках кондиционирования воздуха с центробежным компрессором (из-за указанных низких рабочих давлений и относительно большой объемной производительности агента) для обслуживания небольших административных зданий, фабрик, универсальных магазинов, театров и др. R11 широко применяется в качестве вторичного хладагента и растворителя.

ХЛАДАГЕНТ R12

R12 (CF_2Cl_2), вероятно, самый распространенный в настоящее время хладагент. Это абсолютно безопасный хладагент, так как он нетоксичен, невоспламеняем и невзрывоопасен. Кроме того, это высокостойкое соединение, которое редко подвергается распаду даже в экстремальных рабочих условиях. Однако при взаимодействии с открытым пламенем или электронагревателями R12 распадается на высокотоксичные продукты (см. с. 312—313).

Безопасность этого хладагента состоит также и в том, что R12 конденсируется при умеренном давлении в нормальных условиях. Температура его кипения равна —29,8°С при атмосферном давлении, что дает возможность этот хладагент использовать в высоко-, средне- и низкотемпературных установках с каждым из типов компрессоров. Установку с многоступенчатым центробежным компрессором, работающую на R12, применяют для охлаждения рассола до —80°С.

R12 растворяется в масле при всех рабочих параметрах машины, что не только упрощает проблему возврата масла, но также повышает КПД и производительность установки вследствие того, что хладагент растворяет масляную пленку на трубах испарителя и конденсатора и улучшает теплопередачу в этих аппаратах.

Удельная холодопроизводительность R12 (на единицу массы) относительно невелика по сравнению с некоторыми другими распространенными хладагентами, но это небольшой недостаток. В малых установках большая масса циркулируемого хладагента дает определенное преимущество, так как позволяет более точно контролировать состояние хладагента. В больших системах недостаток R12, выражающийся в малой величине скрытой теплоты парообразования, несколько компенсируется высокой плотностью пара хладагента. Поэтому объемная производительность компрессора на единицу вырабатываемого холода не намного превышает объемную производительность компрессоров, работающих на других распространенных хладагентах. Мощность, потребляемая компрессором (на единицу холодопроизводительности), работающим на R12, также сравнима с потребляемой мощностью компрессоров, работающих на других распространенных хладагентах. Для обнаружения утечки применяют галоидный течеискатель.

ХЛАДАГЕНТ R13

R13 (CF_3Cl) используют в сверхнизкотемпературных системах, обычно в нижней ветви каскадных машин. Температура кипения R13 —98°С при атмосферном давлении. Можно достичь температуры кипения —100°С. Критическая температура равна 28,9°С. Давление конденсации и объемная производительность компрессора умеренные. R13 используют в установках с каждым из трех типов компрессоров.

R13 — безопасный хладагент, который не смешивается с маслом. Для обнаружения утечки применяют галоидный течеискатель.

ХЛАДАГЕНТ R22

Температура кипения R22 (CHF_2Cl) —40,8°С при атмосферном давлении.

Это низкотемпературный хладагент (температура кипения до —87°С), который широко используется в домаш-

них низкотемпературных холодильниках, в установках на фермах, в торговом и промышленном низкотемпературном оборудовании. Этот хладагент применяют в основном в агрегатированных кондиционерах, в которых относительно небольшая объемная производительность компрессора является определенным преимуществом.

Рабочее давление и адиабатная температура нагнетания R22 выше, чем у R12, а потребляемая мощность почти одинаковая.

Температура перегрева всасываемого пара R22 должна удерживаться на минимальном уровне вследствие высокой температуры нагнетания, в особенности при использовании герметичных компрессоров со встроенным электродвигателем. Рекомендуется водяное охлаждение крышек компрессора и цилиндров в низкотемпературных системах с высокой степенью сжатия пара хладагента. Это необходимо для предотвращения перегрева компрессора. Воздушные конденсаторы, работающие на R22, должны быть большого размера.

R22 растворяется в масле при температурах, имеющих место в конденсаторе, однако он отделяется от масла в испарителе. Точная температура разделения зависит от марки масла и его количества в смеси с хладагентом. Трудности с возвратом масла не возникают, если соответствующим образом сконструированы змеевиковый испаритель и всасывающий трубопровод. Низкотемпературные системы и установки с затопленным испарителем всегда должны быть снабжены маслоотделителями.

Основное преимущество R22 по сравнению с R12 заключается в меньшей объемной производительности компрессора. При одинаковой объемной производительности холодопроизводительность компрессора примерно на 60% выше при работе на R22, чем при использовании R12. Кроме того, при работе на R22 используют трубы обычно меньшего размера, чем на R12.

R22 обладает большей способностью поглощать влагу, чем R12, и поэтому случаи замерзания влаги в ТРВ редки. Некоторые считают это преимуществом, однако присутствие влаги в системе вообще нежелательно.

R22 — это безопасный фторированный хладагент. Для обнаружения утечки применяют галоидный течеискатель.

ХЛАДАГЕНТ R113

Температура кипения R113 ($C_2F_3Cl_3$) при атмосферном давлении 47,5°С. Рабочие давления при стандартных условиях: $p_к = 6{,}8$ кПа и $p_0 = 2{,}04$ кПа. Объемная производительность компрессора на единицу производительности велика. Однако потребляемая компрессором мощность (на единицу холодопроизводительности) сопоставима с потребляемой мощностью компрессоров, работающих на других распространенных хладагентах. R113 используют в машинах с центробежным компрессором из-за низких рабочих давлений и большой объемной производительности компрессора.

R113 — безопасный хладагент. Для обнаружения утечки применяют галоидный течеискатель.

ХЛАДАГЕНТ R114

Температура кипения R114 ($C_2F_4Cl_2$) при атмосферном давлении 3,6°С. Давления кипения и конденсации при стандартных условиях соответственно равны 0,089 и 0,25 МПа. Объемная производительность компрессора (на единицу холодопроизводительности) относительно низкая при стандартных условиях, а потребляемая мощность сопоставима с потребляемой мощностью компрессоров, работающих на других распространенных хладагентах.

R114 используют в больших промышленных системах с центробежными компрессорами для кондиционирования воздуха и охлаждения воды, а также в

холодильных машинах с ротационными пластинчатыми компрессорами домашних холодильников и небольших охладителей питьевой воды.

Как и R22, R114 смешивается с маслом в конденсаторе, но отделяется от него в испарителе. Возврат масла в компрессор обеспечивается конструкцией, в которой используется R114.

R114 — безопасный хладагент. Для обнаружения утечки применяют галоидный течеискатель.

ХЛАДАГЕНТ R500

R500 — это азеотропная смесь[1] R12 (73,8% по массе) и R152a (26,2%). Температура кипения R500 при атмосферном давлении —33°С. Давления кипения и конденсации при стандартных условиях соответственно равны 0,113 и 0,771 МПа по манометру. Потребляемая компрессором мощность при использовании R500 примерно одинакова с потребляемой мощностью компрессоров, работающих на R12 и R22, однако требуемая объемная производительность компрессора (на единицу холодопроизводительности) больше, чем при использовании R22, и меньше, чем в случае применения R12.

Основное преимущество R500 (по сравнению с R12) заключается в его способности повышать производительность компрессора примерно на 18%. Это дает возможность присоединять герметичный компрессор в электрическую сеть с частотой 50 или 60 Гц.

Объемная производительность компрессора со встроенным электродвигателем снижается примерно на 18% при переходе от частоты 60 на 50 Гц переменного тока. Повышение холодопроизводительности (на единицу объемной производительности) при переходе с R500 на R12 почти точно соответствует потере объемной производительности при переходе с 60 на 50 Гц. Поэтому тот же компрессор со встроенным электродвигателем можно использовать на обеих частотах посредством замены хладагентов.

ХЛАДАГЕНТ R502

R502 — это азеотропная смесь R22 (48,8% по массе) и R115 (51,2%). R502 создан в качестве низкотемпературного хладагента для замены R22 в некоторых низкотемпературных установках с высокой степенью сжатия пара хладагента. Однако R502 широко используется в установках для низкотемпературного и холодильного хранения, а также в системах комфортного кондиционирования воздуха, в особенности в тепловых насосах. Основным преимуществом R502 по сравнению с R22 является его более низкая адиабатная температура нагнетания, равная 37,2°С по сравнению с 53,3°С у R22 при стандартных условиях. Однако объемная производительность компрессора и мощность на единицу холодопроизводительности несколько выше при использовании R502. Рабочие давления R502 в системе имеют умеренные значения.

При стандартном барометрическом давлении температура кипения R502 —45,4°С, а критическая температура 91,78°С. Это невоспламеняющийся и нетоксичный хладагент (классификация 5а) с относительно незначительной смешиваемостью с маслом. Для обнаружения утечки применяют галоидный течеискатель.

ХЛАДАГЕНТ R503

R503 — это азеотропная смесь R23 (40,1% по массе) и R13 (59,9%). Температура кипения R503 —88,7°С при стандартном барометрическом давлении, а критическая температура 19,5°С.

[1] Азеотропная смесь — это смесь двух или большего количества жидкостей, которые при смешении в определенной пропорции образуют соединение с температурой кипения, не зависящей от температуры кипения входящих в него отдельных компонентов.

R503 — это относительно новый хладагент, который широко используют для замены R13 в диапазоне температур от —73°С до —101°С. При температуре кипения —84,4°С и температуре конденсации 6,67°С и одинаковой холодопроизводительности объемная производительность компрессора при работе на R503 составляет примерно 64% от объемной производительности компрессора на R13. Однако давление конденсации несколько выше для R503 и составляет 2,275 МПа при —6,7°С по сравнению с 1,657 МПа для R13.

R503 используют в нижней ветви каскадных систем с поршневым компрессором, а R12, R22 или R502 — в высокой ветви.

УГЛЕВОДОРОДНЫЕ ХЛАДАГЕНТЫ

Углеводороды — это группа веществ, состоящих из двух элементов: водорода и углерода. Хладагентами являются метан, этан, бутан, пропан, этилен и изобутан. Эти хладагенты отличаются исключительной воспламеняемостью и взрывоопасностью. Они считаются умеренно токсичными, так как являются анастезирующими веществами. Эти соединения не поглощают значительного количества влаги, но характеризуются исключительно высокой степенью смешиваемости с маслом при любых условиях.

Некоторые углеводородные хладагенты (бутан, пропан и изобутан) применялись в небольших количествах в бытовом холодильном оборудовании, однако в основном они используются в системах специального назначения, которые обслуживаются опытным персоналом. Этан, метан и этилен применяют в сверхнизкотемпературных системах, обычно в нижней ветви двух- и трехступенчатых каскадных систем. Однако даже в этих системах они, по всей вероятности, будут заменены в будущем хладагентами R13, R14 и R503.

Утечку хладагента обнаруживают только с помощью мыльного раствора.

ВЕЩЕСТВА ДЛЯ ОСУШКИ ХЛАДАГЕНТА

Осушители часто используют в холодильных системах для удаления влаги из хладагента. Для осушки применяют такие вещества, как силикагель (двуокись кремния), алюмогель (окись алюминия) и безводный сульфат кальция. Первые два вещества являются гранулированными абсорбентами, а третье — абсорбентом в виде гранул или литых палочек.

Глава 17
РЕГУЛЯТОРЫ ПОТОКА ХЛАДАГЕНТА ДЛЯ ПИТАНИЯ ИСПАРИТЕЛЕЙ

ТИПЫ РЕГУЛЯТОРОВ И ИХ НАЗНАЧЕНИЕ

Регуляторы потока хладагента делятся на шесть основных типов: ручной регулирующий вентиль, автоматический регулирующий вентиль, терморегулирующий вентиль, капиллярная трубка, поплавковый регулятор низкого давления, поплавковый регулятор высокого давления.

Независимо от типа регулятор потока хладагента предназначен для выполнения следующих функций: изменение потока жидкого хладагента, подаваемого из жидкостного трубопровода в испаритель, в количестве, соизмеримом с количеством образуемого па-

ра в испарителе; поддержание разности давлений между сторонами высокого и низкого давлений системы, чтобы хладагент кипел при заданном низком давлении в испарителе и одновременно конденсировался при заданном высоком давлении в конденсаторе.

Ручной регулирующий вентиль

Ручной регулирующий вентиль —это игольчатый вентиль с ручным приводом (рис. 17-1). Подача жидкости через вентиль зависит от разности давлений в отверстии вентиля и степени его открытия, причем последняя регулируется вручную. При постоянной разности давлений в вентиле расход через него постоянный, независимо от давления и тепловой нагрузки испарителя.

Основной недостаток ручного регулирующего вентиля заключается в том, что он не реагирует на изменение тепловой нагрузки системы. В связи с этим для предотвращения недостаточного или избыточного питания испарителя необходимо регулировать настройку вентиля при каждом ее изменении. Кроме того, следует вручную открывать и закрывать вентиль при каждом включении или выключении компрессора.

Очевидно, что ручной регулирующий вентиль предназначен только для больших систем, находящихся под постоянным наблюдением оператора, в которых тепловая нагрузка относительно постоянна. Если нагрузка часто изменяется, что вызывает необходимость в автоматическом регулировании, применяют другой тип регулятора расхода.

Ручной регулирующий вентиль предназначен в основном в качестве вспомогательного регулятора потока хладагента в байпасной линии (см. рис. 17-29). Его часто используют для регулирования расхода в линии перепуска масла (см. рис. 19-12).

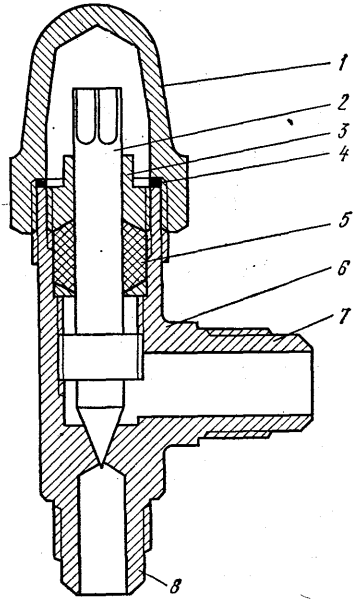


Рис. 17-1. Ручной регулирующий вентиль небольшой производительности:
1 — колпачковая гайка; *2* — шпиндель; *3* — грундбукса; *4* — прокладка; *5* — сальниковая набивка; *6* — корпус; *7* — выходной штуцер; *8* — входной штуцер

Автоматические регулирующие вентили «После себя»

Схема автоматического регулирующего вентиля «После себя» приведена на рис. 17-2. Вентиль состоит из иглы и седла, сильфона (или мембраны) и пружины, натяжение которой устанавливается регулировочным винтом. На

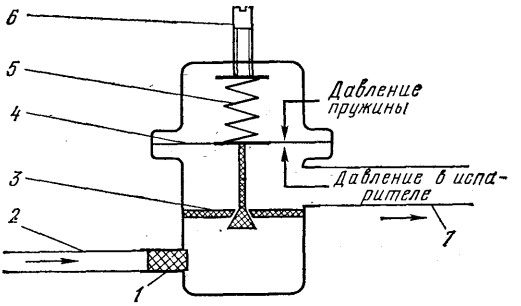


Рис. 17-2. Схема автоматического регулирующего вентиля:
1 — фильтр; *2* — входной штуцер; *3* — игла и седло; *4* — сильфон или мембрана; *5* — пружина; *6* — регулировочный винт; *7* — выходной штуцер

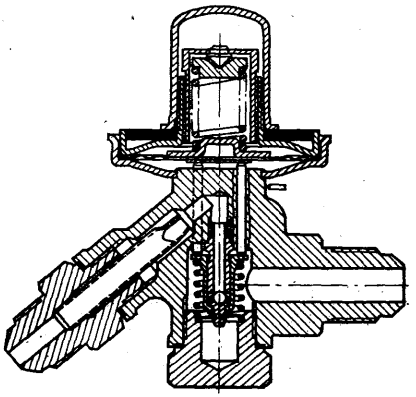


Рис. 17-3. Типичный автоматический регулирующий вентиль

входе жидкости в вентиль обычно размещают фильтр для предотвращения попадания различных загрязнений, которые могут закупорить вентиль. Конструкция типичного автоматического вентиля показана на рис. 17-3.

Автоматический регулирующий вентиль поддерживает постоянное давление в испарителе, увеличивая или уменьшая (в зависимости от нагрузки) подачу в него хладагента. Постоянное давление, создаваемое в испарителе с помощью вентиля, является результатом противодействия давления в испарителе и давления пружины. Давление в испарителе, действующее на одну сторону сильфона или мембраны, вызывает закрывание вентиля, а давление пружины, действующее на противоположную сторону сильфона или мембраны, стремится открыть вентиль. При работе компрессора вентиль поддерживает давление в испарителе, равное давлению пружины.

Когда натяжение пружины отрегулировано на определенное давление в испарителе, вентиль автоматически регулирует поток жидкого хладагента, т. е. в испарителе поддерживается заданное давление независимо от нагрузки. Допустим, что натяжение пружины отрегулировано для поддержания постоянного давления в испарителе, равного 50 кПа. Когда давление в испарителе станет ниже на 50 кПа, давление пружины превысит давление в нем, в результате чего вентиль откроется, поток жидкого хладагента в испарителе увеличится, и заполнится бóльшая часть его объема.

Интенсивность парообразования и давление в испарителе будут повышаться, пока не наступит равновесие между давлением в испарителе и давлением пружины. Если давление в испарителе станет выше заданной величины (50 кПа), т. е. превысит давление пружины, вентиль начнет закрываться, снижая тем самым подачу жидкости и уменьшая эффективную площадь поверхности испарителя. Естественно, что при этом количество образуемого пара хладагента уменьшается и давление в испарителе уравнивается с давлением пружины.

Необходимо отметить, что вентиль плотно закрывается во время нерабочей части цикла компрессора и остается в этом положении до включения компрессора. Ранее указывалось, что процесс парообразования в испарителе продолжается некоторое время после остановки компрессора и давление в испарителе повышается, так как пар не отсасывается компрессором. Следовательно, во время нерабочей части цикла давление в испарителе всегда выше давления пружины и вентиль плотно закрыт. Когда компрессор включается, давление в испарителе немедленно опускается ниже давления пружины, в результате чего вентиль открывается для подачи достаточного количества жидкого хладагента в испаритель и установления рабочего равновесия между давлением в испарителе и давлением пружины.

Основной недостаток автоматического регулирующего вентиля заключается в его относительно небольшой эффективности по сравнению с другими регуляторами расхода хладагента. Учитывая зависимость работы испарителя

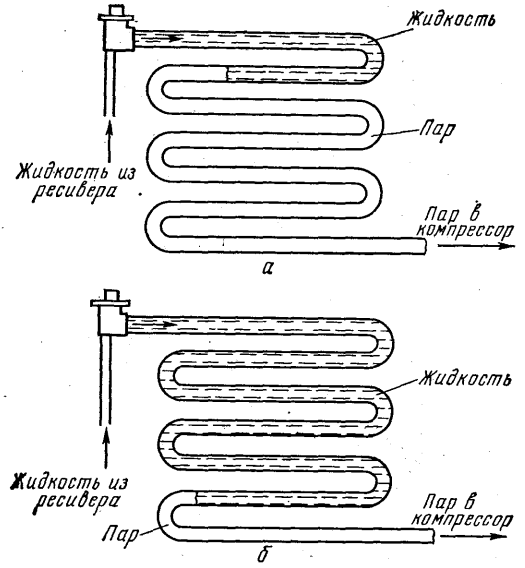


Рис. 17-4. Подача хладагента в испаритель автоматическим регулирующим вентилем:
а — при большой нагрузке; *б* — при минимальной нагрузке

от компрессора, очевидно, что для поддержания постоянного давления в испарителе необходимо, чтобы количество образуемого пара было равным объемной производительности компрессора. Для обеспечения этого равновесия требуется подавать такое количество жидкого хладагента, чтобы уменьшить эффективную площадь поверхности испарителя при значительной нагрузке и относительно высоком коэффициенте теплопередачи (рис. 17-4, *а*). Для понижения нагрузки на испаритель, а также коэффициента теплопередачи большая часть испарителя должна быть затоплена жидким хладагентом для поддержания постоянной интенсивности парообразования (рис. 17-4, *б*). Если нагрузка на испаритель становится ниже определенного уровня, то автоматический регулирующий вентиль для поддержания заданного давления в испарителе подает избыточное количество жидкого хладагента в испаритель. В результате хладагент поступает во всасывающий трубопровод, а затем в компрессор, где может вызвать значительные повреждения. Однако поступление слишком большого количества хладагента в испаритель обычно не происходит в хорошо спроектированной системе, так как термореле включает компрессор до того момента, когда температура в охлаждаемом пространстве или температура продукта опустится до такого уровня, что нагрузка на испаритель будет ниже допустимой.

При высокой нагрузке на систему только небольшая часть испарителя заполняется жидким хладагентом, так как автоматический регулирующий вентиль поддерживает постоянное давление, что ограничивает производительность и КПД холодильной установки именно в то время, когда нужны их высокие значения. Давление в испарителе остается постоянным в течение всего рабочего цикла компрессора, так как вентиль настраивают на давление, соответствующее минимальной температуре кипения хладагента в испарителе (рис. 17-5). В результате имеет место некоторое снижение производительности и КПД компрессора.

Другой недостаток автоматического регулирующего вентиля, который также является следствием поддержания им постоянного давления в испарителе, заключается в том, что для управления компрессором нельзя использовать реле низкого давления, так как работа по-

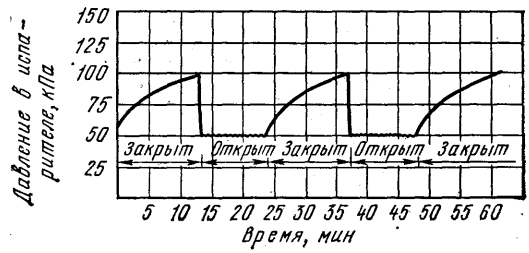


Рис. 17-5. Рабочие характеристики автоматического регулирующего вентиля

следнего зависит от давления в испарителе во время рабочего цикла.

В связи с плохой эффективностью при большой тепловой нагрузке автоматический регулирующий вентиль применяют в основном только на малом оборудовании с относительно постоянными нагрузками, например в домашних холодильниках и морозильниках, а также в холодильных шкафах для хранения мороженого. Однако автоматический регулирующий вентиль в настоящее время редко используется даже в этом оборудовании. Он уступил свое место другим типам регуляторов расхода, которые более эффективны, а иногда более дешевы.

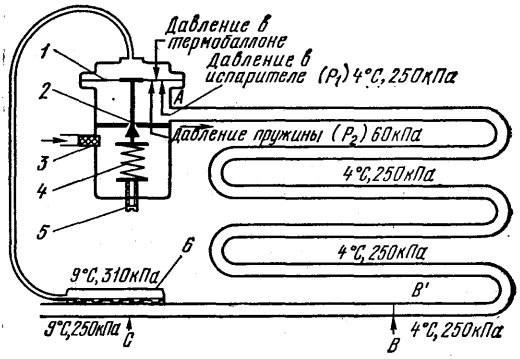


Рис. 17-6. Принцип работы обычного ТРВ с жидкостным заполнением термосистемы:
1 — сильфон или мембрана; *2* — игла и седло; *3* — фильтр; *4* — пружина; *5* — регулировочный винт; *6* — дистанционный термобаллон

Терморегулирующие вентили (ТРВ)

Терморегулирующий вентиль, вероятно, самый распространенный в настоящее время регулятор расхода хладагента вследствие высокой эффективности и пригодности для работы почти в любом типе холодильного оборудования. Автоматический регулирующий вентиль создает постоянное давление в испарителе, а ТРВ поддерживает постоянный перегрев всасываемого пара на выходе из испарителя, что позволяет обеспечивать оптимальное заполнение испарителя хладагентом при всех нагрузках без его перелива во всасывающий трубопровод. ТРВ применяют в качестве ругулятора расхода хладагента в системах, в которых часто и в широких пределах изменяется нагрузка. Это обусловлено тем, что ТРВ обеспечивает полное и эффективное использование всей поверхности испарителя.

На рис. 17-6 приведена схема ТРВ, на которой показаны основные части вентиля, в том числе игла и седло, сильфон (или мембрана), дистанционный термобаллон, соединенный с одной стороны с сильфоном (или мембраной) с помощью капиллярной трубки, пружина, натяжение которой настраивается регулировочным винтом. Как в автоматическом регулирующем вентиле и во всех других регуляторах расхода, фильтр обычно устанавливается на входе жидкого хладагента в вентиль для предотвращения попадания загрязнений, которые могут закупорить прибор.

ТРВ работает в результате взаимодействия трех независимых давлений: давления в испарителе, давления пружины и давления парожидкостной смеси в дистанционном термобаллоне. Как правило, термобаллон заполняется хладагентом, используемым в установке (следовательно, дистанционный термобаллон ТРВ установки, работающей на R12, обычно заряжен R12).

Дистанционный термобаллон прочно закреплен на всасывающем трубопроводе на выходе из испарителя (рис. 17-6). Он реагирует на изменение температуры пара хладагента в этой точке. Между температурой пара хладагента во всасывающем трубопроводе и температурой насыщенной парожидкостной смеси в термобаллоне существует небольшая разность, однако практически можно считать, что эти две температуры одинаковы. Следовательно, можно допустить, что давление насыщения парожидкостной смеси в термобал-

лоне соответствует температуре пара во всасывающем трубопроводе (в точке контакта с термобаллоном).

Обратите внимание, что давление в дистанционном термобаллоне действует на одну сторону сильфона или мембраны через капиллярную трубку и стремится открыть вентиль, а давление в испарителе и натяжение пружины совместно действуют на другую сторону сильфона или мембраны и закрывают вентиль. Принцип работы ТРВ наилучшим образом иллюстрируется на примере.

Рассматривая рисунок 17-6, допустим, что жидкий R12 кипит в испарителе при температуре 4°С, а давление насыщения R12 в испарителе $p_1 = 250$ кПа (351 кПа абс.). Натяжение пружины настроено на давление $p_2 = 60$ кПа, в результате чего общее давление, закрывающее вентиль, равно $p_1 + p_2 = 250 + 60 = 310$ кПа. Если пренебречь снижением давления в испарителе, можно допустить, что давление и температура хладагента одинаковы во всех частях испарителя, где имеется его парожидкостная смесь. Однако в некоторой точке B вблизи выхода из испарителя вся жидкость выкипает, и хладагент в этой точке будет в виде насыщенного пара (т. е. при температуре и давлении парообразования). При прохождении от точки B через оставшуюся часть испарителя пар продолжает поглощать теплоту из окружающей среды и перегревается, вследствие чего его температура повышается, а давление останется постоянным. Предположим, что пар при движении его от точки B до точки C, где расположен дистанционный термопатрон, перегревается на 5°С (от 4 до 9°С). Температура насыщенной парожидкостной смеси R12 в дистанционном термобаллоне равна температуре перегретого пара в трубопроводе (9°С), а соответствующее давление $p_3 = 310$ кПа (410 кПа абс.) действует на мембрану через капиллярную трубку и стремится открыть вентиль.

При описанных выше условиях давление, стремящееся открыть вентиль, равно давлению, стремящемуся закрыть вентиль, т. е. $p_1 + p_2 = p_3$. Следовательно, вентиль будет находиться в состоянии равновесия до тех пор, пока перегрев всасываемого пара не изменится, нарушив баланс этих давлений, и не заставит вентиль открыться или закрыться.

Анализ этого примера показывает, что в описанных условиях вентиль будет находиться в состоянии равновесия только в том случае, когда перегрев всасываемого пара составляет 5°С. При любом изменении перегрева всасываемого пара игла вентиля перемещается в том направлении, в котором приводит к восстановлению заданной величины перегрева и равновесия. Например, если перегрев всасываемого пара меньше 5°С, то давление в дистанционном термобаллоне будет меньше суммы давлений в испарителе и пружины. Поэтому вентиль закрывается, подача хладагента в испаритель уменьшается до тех пор, пока перегрев не повысится до заданной величины (5°С). Если перегрев больше, чем 5°С, то давление в дистанционном термобаллоне превысит сумму давлений в испарителе и пружины, вентиль откроется, увеличивая тем самым подачу хладагента в испаритель до момента снижения перегрева до заданной величины (5°С).

Во всех случаях величина перегрева, требуемого для равновесия ТРВ, зависит от настройки пружины. По этой причине настройку пружины называют настройкой перегрева. Повышение натяжения пружины увеличивает величину перегрева требуемого для приведения вентиля в состояние баланса. Большая величина перегрева обычно нежелательна, так как это уменьшает эффективную площадь поверхности испарителя. Однако уменьшение натяжения пружины снижает величину перегрева, необходимого для поддержания вентиля в состоянии равновесия, в результате

чего увеличивается эффективная площадь поверхности испарителя. Если перегрев, поддерживаемый вентилем, слишком мал, то прибор работает неустойчиво и периодически подает избыточное или недостаточное количество хладагента в испаритель, т. е. в подаче хладагента происходят колебания. Как правило, ТРВ настраивают на перегрев 4—5°С. В большинстве случаев такая уставка удовлетворительна и ее следует изменять только при крайней необходимости.

Если вентиль настроен на определенный перегрев, он поддерживает этот перегрев при любой нагрузке независимо от температуры и давления в испарителе при условии, что не превышены производительность и рабочий диапазон прибора. Допустим, что интенсивность парообразования увеличилась в испарителе за счет большей тепловой нагрузки, в результате чего вся жидкость превратилась в пар к моменту ухода хладагента из точки B', а не из точки B (см. рис. 17-6). Больший путь движения пара до точки C вызывает увеличение перегрева и повышение давления в термобаллоне. Проходное сечение в клапане вентиля и соответственно количество хладагента, поступающего в испаритель, увеличиваются. Бо́льшая площадь поверхности испарителя будет смачиваться жидким хладагентом. Это снова понизит величину перегрева до заданного значения 5°С. Однако необходимо отметить, что при восстановлении равновесия величины давления и температуры хладагента в испарителе становятся более высокими, чем раньше, из-за большей интенсивности парообразования. При этом вентиль поддерживает постоянный перегрев 5°С вследствие более высокой температуры в испарителе, температура пара в точке C также выше, как и температура и давление заполнителя в дистанционном термобаллоне.

Очевидно, что в отличие от автоматического регулирующего вентиля ТРВ может быть настроен только на поддержание постоянного перегрева, а не определенной температуры и давления в испарителе. Когда в качестве регулятора расхода хладагента применяют ТРВ, температура и давление в испарителе обусловлены нагрузкой на систему, как это описано в главе 13. ТРВ с внутренним уравниванием представлен на рис. 17-7.

ТРВ с внешним уравниванием

При движении через испаритель давление хладагента снижается из-за трения. Поэтому температура насыщения хладагента всегда несколько меньше на выходе испарителя, чем на входе. Когда уменьшение давления хладагента в испарителе относительно невелико, температура насыщения снижается также незначительно и не имеет особого значения. Однако если эта величина значительна, то температура насыщения хладагента на выходе из испарителя намного ниже, чем на входе, что отрицательно сказывается на работе вентиля, так как требуется больший перегрев всасываемого пара для его равно-

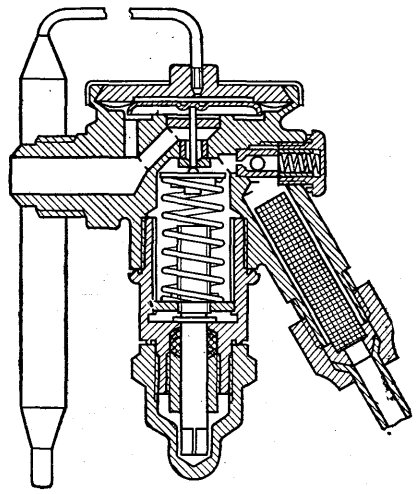


Рис. 17-7. Обычный ТРВ с жидкостным заполнением термосистемы и внутренним уравниванием

весия. Обеспечение более высокого перегрева потребует большей площади поверхности испарителя, вследствие чего упадет давление в испарителе. Компенсация его с помощью внешней уравнительной линии вызовет значительное уменьшение площади поверхности испарителя, которую можно было бы использовать для эффективного охлаждения.

Допустим, что испаритель питается хладагентом R12 посредством ТРВ с внутренним уравниванием, а давление и температура насыщения хладагента на входе в испаритель (точка A) равны соответственно 250 кПа (351 кПа абс.) и 4°С, причем первая величина — это давление в испарителе p_1, действующее на мембрану вентиля. Если пружина вентиля настроена на давление $p_2 = 60$ кПа, то для равновесия вентиля потребуется давление в термобаллоне $p_3 = 250 + 60 = 310$ кПа.

Предположим, что снижение давления хладагента в испарителе пренебрежимо мало по сравнению с предыдущим примером. При этом давление и температура насыщения хладагента на выходе из испарителя примерно будут равны соответствующим величинам на входе в испаритель, т. е. 250 кПа и 4°С, а величина перегрева всасываемого пара, необходимая для работы вентиля, только 5°С (9°С — 4°С), как показано на рис. 17-6. С другой стороны, допустим, что при движении через испаритель давление хладагента снижается на 62 кПа. В данном случае давление насыщения на выходе из испарителя составляет 188 кПа (250 — 62), т. е. на 62 кПа меньше, чем давление на входе. Температура насыщения, соответствующая давлению 188 кПа (289 кПа абс.), равна примерно —2°С. Чтобы обеспечить температуру всасываемого пара 9°С в точке контакта термобаллона для равновесия вентиля, он должен быть перегрет на 11°С.

Для получения такого значительного перегрева процесс парообразования должен завершиться в испарителе в точке B' (см. рис. 17-6), но при этом значительная часть поверхности испарителя выводится из эффективной работы. Естественно, что снижение эффективной поверхности испарителя значительно уменьшает производительность и КПД установки.

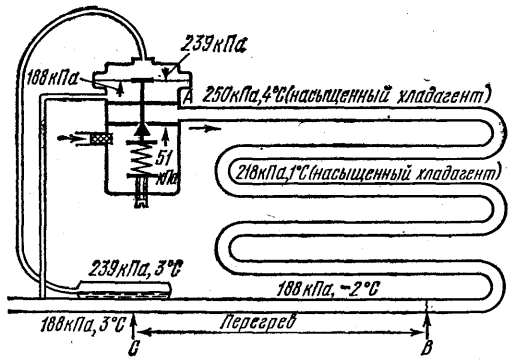


Рис. 17-8. Схема ТРВ с внешним уравниванием

Внешнее уравнивание не уменьшает давления в испарителе, но позволяет более полно использовать его поверхность. Обратите внимание, что показанный на рис. 17-8 вентиль с внешним уравниванием сконструирован таким образом, что давление p_1, которое действует на мембрану вентиля, — это давление на выходе из испарителя, а не на входе. Мембрана вентиля изолирована с помощью сальника от испарителя, а давление на выходе из испарителя воздействует на мембрану через трубку небольшого диаметра, которая присоединена к выходному патрубку испарителя или ко всасывающему трубопроводу на расстоянии 150—200 мм после дистанционного термобаллона в сторону компрессора. Конструкция ТРВ с внешней уравнительной линией представлена на рис. 17-9.

Давление в испарителе p_1, направленное на мембрану вентиля с внешним уравниванием, — это давление на выходе из испарителя, а не на входе,

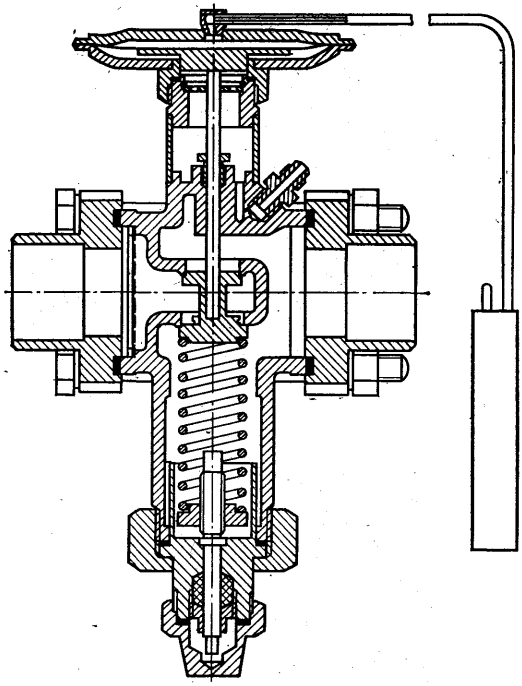


Рис. 17-9. ТРВ с внешним уравниванием

вследствие чего влияние снижения давления в испарителе уменьшается до минимума. Обратите внимание на рис. 17-8, что давление на выходе из испарителя p_1, направленное на мембрану, равно 188 кПа. Прибавление этой величины к давлению $p_2 = 51$ кПа образует суммарное давление 239 кПа, которое стремится закрыть вентиль. Следовательно, для создания равновесия требуется давление в термобаллоне 239 кПа (340 кПа абс.), соответствующее температуре насыщения примерно 3°С. Температура насыщения, соответствующая давлению всасываемого пара 188 кПа (289 кПа абс.), равна —2°С, вследствие чего для равновесия вентиля требуется перегрев всасываемого пара только на 5°С [3°С — — (—2°С)].

ТРВ с ограничением давления

Обычный терморегулирующий вентиль, способный полностью заполнять испаритель хладагентом независимо от температуры и давления в испарителе, имеет как некоторые преимущества, так и недостатки. Положительное качество ТРВ состоит в том, что он обеспечивает полное и эффективное использование поверхности испарителя при любой нагрузке, но вместе с тем из-за избыточного давления и температуры в испарителе при большой тепловой нагрузке создается перегрузка привода компрессора.

Другой недостаток обычного ТРВ — это его способность открываться и чрезмерно заполнять испаритель хладагентом при включении компрессора, что во многих случаях приводит к попаданию жидкости во всасывающий трубопровод и повреждению компрессора. Избыточное питание хладагентом при пуске обусловлено тем, что давление в испарителе при пуске компрессора быстро снижается, а давление в термобаллоне остается высоким, так как он охлаждается всасываемым паром до нормальной рабочей температуры медленно. Естественно, что при этом вентиль будет несбалансирован и открыт, пока не понизится давление в баллоне.

Указанные трудности можно преодолеть, применяя ТРВ со встроенным ограничителем давления. Ограничитель давления уменьшает подачу жидкого хладагента в испаритель, управляя вместо дистанционного термобаллона работой вентиля, когда давление в испарителе повышается до заданной максимальной величины. Это не только защищает привод компрессора от перегрузки при большой нагрузке, но и исключает выброс жидкого хладагента из испарителя в компрессор при его пуске.

Максимальное рабочее давление ТРВ ограничивается механическим узлом или дистанционным термобаллоном с газовым заполнением. ТРВ с механическим ограничением давления имеет пружину или сжимаемый патрон, расположенный между мембраной и штоком вентиля (или толкателями), которые приводят в действие иглу вентиля. Сжимаемый

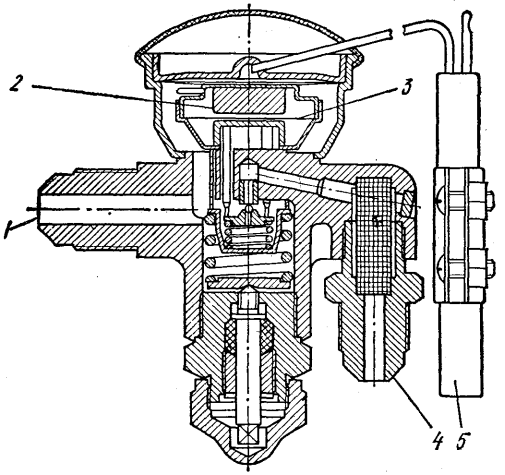


Рис. 17-10. ТРВ с ограничением давления (со сжимаемым патроном):
1 — выходной штуцер; *2* — сжимаемый патрон; *3* — мембрана; *4* — входной штуцер; *5* — дистанционный термобаллон

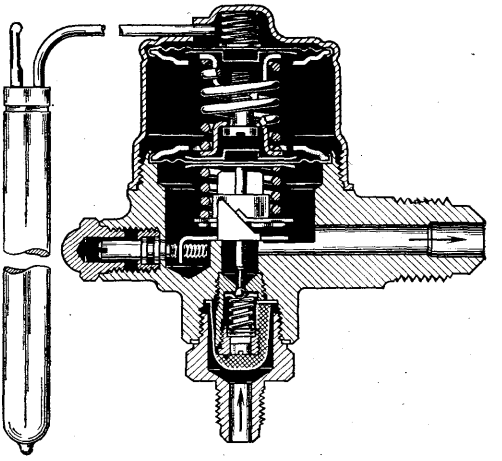


Рис. 17-11. ТРВ с ограничением давления пружинного типа

патрон (рис. 17-10), заполненный неконденсирующимся газом, действует в качестве жесткого звена между мембраной и штоком вентиля, пока давление в испарителе меньше давления газа в патроне. Следовательно, работой вентиля управляет дистанционный термобаллон. Вентиль функционирует в качестве обычного ТРВ, пока давление в испарителе меньше давления газа в сжимаемом патроне. Однако, когда давление в испарителе превышает давление газа в патроне, он сжимается, термобаллон не воздействует на клапан ТРВ и уменьшается проход хладагента в клапане, пока давление в испарителе не станет ниже давления в сжимаемом патроне. В результате этот баллон снова функционирует в качестве жесткого звена, и ТРВ начинает работать под действием дистанционного термобаллона.

Максимальное давление в испарителе зависит от давления газа в патроне и изменяется простой заменой патрона вентиля. Патроны выпускают на любое максимальное рабочее давление.

Работа ТРВ с пружинным ограничителем давления (рис. 17-11) подобна работе ТРВ со сжимаемым баллоном. Пружина функционирует в качестве упругого звена между мембраной и штоком (или толкателями) вентиля, когда давление в испарителе меньше давления пружины. Если давление в испарителе превысит давление пружины, она сжимается до соприкосновения витков, подача хладагента в испаритель уменьшается и давление в испарителе становится ниже давления пружины. Очевидно, что величина максимального рабочего давления в испарителе зависит от настройки пружины вентиля.

Ограничитель давления не только защищает двигатель компрессора от перегрузки, но и исключает возможность выброса жидкого хладагента из испарителя в компрессор при пуске. ТРВ не открывается до тех пор, пока давление в испарителе не снизится до максимального рабочего давления вентиля. За это время дистанционный термобаллон охлаждается всасываемым паром хладагента. В результате вентиль не открывается полностью и не подает избыточного количества хладагента в испаритель при пуске компрессора.

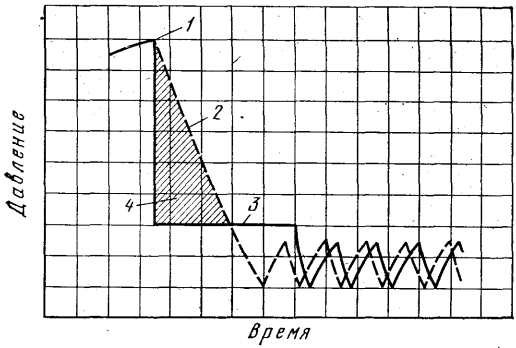


Рис. 17-12. Диаграмма сравнения работы ТРВ с газовым и жидкостным заполнением термосистемы при понижении температуры: *1* — давление на стороне всасывания после длительной остановки компрессора; *2* — вентиль с жидкостным заполнением; *3* — вентиль с газовым заполнением; *4* — зона перегрузки электродвигателя

Характеристики ТРВ с ограничением давления по сравнению с обычным терморегулирующим вентилем приведены на рис. 17-12.

ТРВ с газовым заполнением

ТРВ с газовым заполнением является прибором, ограничивающим давление в испарителе, причем его характеристика зависит от заполнения термобаллона.

Дистанционный термобаллон ТРВ с газовым заполнением, как и в случае с заполнением жидкостью, заряжен хладагентом, на котором работает установка. Однако термобаллон заполняют таким образом, чтобы в нем всегда находилось определенное количество жидкого хладагента. Зарядка термобаллона газом ограничена. При определенной заданной температуре термобаллона вся жидкость превращается в насыщенный пар. Дальнейшее повышение температуры мало влияет на давление в баллоне. Следовательно, зарядка газом дистанционного термобаллона ограничивает максимальное рабочее давление, создаваемое в испарителе. Как и при использовании ТРВ с механическим ограничителем давления, ТРВ с ограничением давления в дистанционном термобаллоне лимитирует давление в испарителе. Равновесие вентиля устанавливается только в том случае, когда давление в патроне p_3 равно сумме давлений в испарителе p_1 и пружины p_2, причем последняя величина постоянная. Поэтому если давление в испарителе превышает максимальное рабочее давление вентиля, то сумма давлений в испарителе и пружины всегда больше давления в баллоне и вентиль будет закрыт.

Предположим, что на рис. 17-6 показан ТРВ с газовым заполнением, максимальным рабочим давлением 300 кПа и уставкой перегрева 5°С. Зарядка хладагентом настолько ограниченна, что он полностью превратится в насыщенный пар, когда температура баллона достигнет температуры насыщения, соответствующей давлению 360 кПа. Эта величина давления равна сумме максимального давления в испарителе (300 кПа) и давления пружины (60 кПа), эквивалентного 5°С перегрева. При дальнейшем повышении температуры дополнительный перегрев всасываемого пара хладагента оказывает весьма незначительное влияние на давление в баллоне, в результате чего вентиль не открывается больше.

Если давление в испарителе будет выше 300 кПа, то сумма давлений в испарителе и пружины превысит максимальное давление в баллоне, равное 360 кПа, и вентиль будет закрыт. Однако, когда давление в испарителе ниже 360 кПа, сумма давлений в испарителе и пружины меньше максимального давления в баллоне, который управляет работой вентиля, нормально реагирующего на любые изменения перегрева всасываемого пара.

ТРВ с газовым заполнением обеспечивает такую же защиту компрессора от перегрузки и от выброса жидкого хладагента из испарителя, как и ТРВ с механическим ограничителем давления.

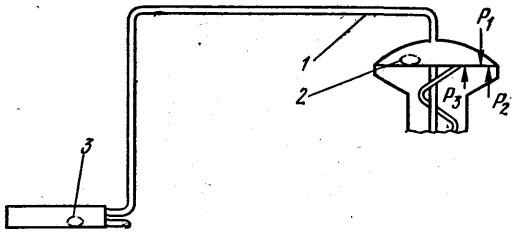


Рис. 17-13. ТРВ с газовым заполнением термосистемы (дистанционный термобаллон перестает функционировать, если газ конденсируется в точках *1* или *2*; газ должен конденсироваться в дистанционном термобаллоне — точке 3)

Давление в испарителе косвенно лимитируется посредством ограниченного количества заполнителя в баллоне, и поэтому любое изменение в уставке перегрева (давления пружины) вызывает изменение максимального давления в испарителе. Давление в баллоне p_3 всегда равно давлению в испарителе p_1. Давление пружины p_2, повышающее уставку перегрева, снижает максимальное рабочее давление p_1. При уменьшении уставки перегрева вентиля повышается максимальное рабочее давление в испарителе.

При монтаже ТРВ с газовым заполнением необходимо соблюдать меры предосторожности из-за ограниченной зарядки баллона. Корпус вентиля должен быть установлен в более теплом месте, чем дистанционный термобаллон, а капиллярная трубка, соединяющая дистанционный термобаллон с силовой головкой, не должна касаться более холодной поверхности, иначе заполнитель баллона сконденсируется в холодной точке. Вентиль перестает функционировать, если жидкость в дистанционном термобаллоне отсутствует (рис. 17-13). Термобаллон необходимо устанавливать таким образом, чтобы предотвратить перетекание жидкого хладагента из него в головку вентиля.

Необходимость ограничения давления объясняется тем, что многие холодильные установки периодически подвержены нагрузкам вследствие снижения температуры в камере, которые значительно больше средней нагрузки системы при нормальных условиях работы. При этом давление и температура кипения хладагента в испарителе значительно выше нормального уровня, в результате чего производительность и потребляемая компрессором мощность увеличиваются, что часто приводит к перегрузке привода.

Эта проблема может быть разрешена двумя способами. Первый способ заключается в увеличении мощности привода компрессора с тем, чтобы он имел достаточный запас в период перегрузки. При использовании второго способа максимальное давление в испарителе для предотвращения избыточной нагрузки компрессора ограничивается. Оптимальность применения каждого из этих способов зависит от условий эксплуатации данной установки. Если требуется быстро снизить температуру в помещении или температуру продукта, то рекомендуется использовать первый способ. Однако увеличение мощности привода компрессора для случайной пиковой нагрузки неизбежно увеличивает начальные и эксплуатационные расходы на установку. Если не требуется быстрого снижения температуры, то более практично ограничить давление в испарителе каким-либо максимальным уровнем при нормальных условиях эксплуатации и выбрать привод меньшей мощности, что создает экономию в начальных и эксплуатационных расходах.

Для этой же цели ТРВ с ограничителем давления широко используют в настоящее время и особенно в системах кондиционирования воздуха. ТРВ с ограничителем давления выбирают на максимальное рабочее давление на 35—70 кПа выше среднего давления в испарителе при нормальной нагрузке системы.

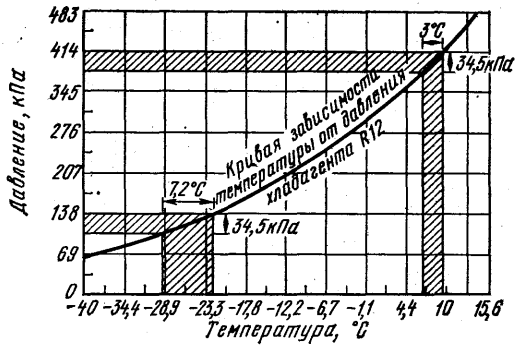


Рис. 17-14. Влияние температурного диапазона работы ТРВ на поддерживаемый перегрев

ТРВ с перекрестным заполнением

ТРВ с термобаллоном, заполненным хладагентом, используемым в системе, применяют в большинстве средне- и высокотемпературных установок, однако в низкотемпературных машинах они работают неудовлетворительно. Причина этого становится очевидной при анализе зависимости давления от температуры любого распространенного хладагента.

На рис. 17-14 приведена кривая давление — температура для хладагента R12. Обратите внимание, что изменение давления на один градус изменения температуры значительно уменьшается при понижении температуры хладагента. Поэтому величина требуемого перегрева для заданного повышения давления в дистанционном термобаллоне намного больше при низкой температуре, чем при высокой. При температуре кипения хладагента $t_0 = 5°C$ изменение температуры только на 2°C вызывает изменение давления на 25 кПа, а при $t_0 = -30°C$ для изменения давления на 25 кПа требуется изменение температуры на 5°C. Очевидно, что величина перегрева всасываемого пара для ТРВ слишком велика при низкой температуре, в результате чего значительная часть поверхности испарителя становится неэффективной. Следовательно, в низкотемпературных системах необходимо использовать ТРВ с термобаллоном, заполненным другим веществом, а не хладагентом, на котором работает установка. Температура кипения такого вещества обычно ниже температуры кипения хладагента в системе, в результате чего изменение давления в термобаллоне на один градус перегрева всасываемого пара более значительно при заданной рабочей температуре. В этих условиях вентиль функционирует при нормальной величине перегрева всасываемого пара.

ТРВ с термобаллоном, заполненным веществом, не являющимся хладагентом для данной системы, называют вентилем с перекрестным заполнением, так как кривая давление — температура среды пересекается с кривой давления — температуры хладагента. Обратите внимание, что на рис. 17-15 кривая давление — температура среды в термобаллоне (кривая *B*) несколько более пологая, чем кривая хладагента в системе (кривая *A*). При повышении давления в испарителе требуется больший перегрев всасываемого пара, чтобы установилось равновесие вентиля. Кривая *C* (рис. 17-15) характеризует температуру в термобаллоне, необходимую для равновесия вентиля, если пружина настройки перегрева отрегулирована на давление 25 кПа. При высокой температуре

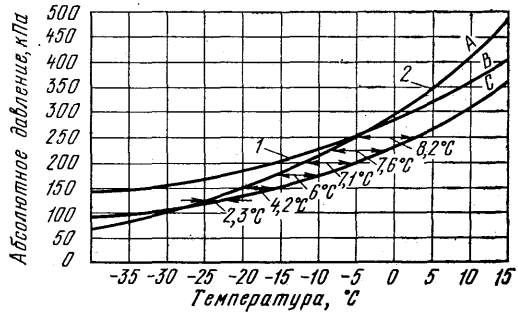


Рис. 17-15. Рабочие характеристики ТРВ с перекрестным заполнением термосистемы:

1 — кривая зависимости температуры от давления наполнителя термобаллона; *2* — кривая зависимости температуры от давления хладагента R12

кипения вентили с перекрестным заполнением работают с большим перегревом и обладают эффектом ограничения давления, что создает определенную защиту от перегрузки электродвигателя и выброса хладагента из испарителя в компрессор при пуске.

Применение ТРВ с перекрестным заполнением не ограничивается низкотемпературными системами. Их широко используют в торговом холодильном оборудовании, в котором необходимо ограничение давления, а изменение перегрева не является недостатком. Они более предпочтительны в этом оборудовании по сравнению с вентилями с газовым заполнением, так как допускают меньшие колебания давления хладагента в испарителе и потому, что расположение дистанционного термобаллона не является определяющим фактором.

ТРВ с перекрестным заполнением работает удовлетворительно только в заданном диапазоне температур, в связи с чем требуются различные виды заполнителей термобаллона для каждого из диапазонов температур.

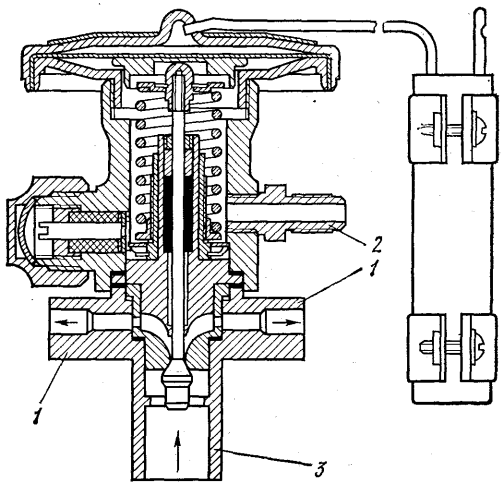


Рис. 17-16. Многоходовой ТРВ:
1 — выходные штуцеры; *2* — штуцер линии внешнего уравнивания; *3* — входной штуцер

Многоходовые ТРВ и распределители хладагента

Если в испарителе имеется более одной секции, то хладагент подается в них через распределитель. В некоторых случаях распределитель хладагента является составной частью вентиля, а иногда это отдельный узел. В любом случае важно, чтобы конструкция распределителя обеспечивала равномерное распределение парожидкостной смеси из вентиля ко всем секциям испарителя для обеспечения максимальной производительности. На рис. 17-16 показан многоходовой вентиль с распределителем хладагента. Дросселирование и распределение хладагента происходят в вентиле одновременно. При тщательном расчете проходов радиальный распределитель обеспечивает равномерное рас-

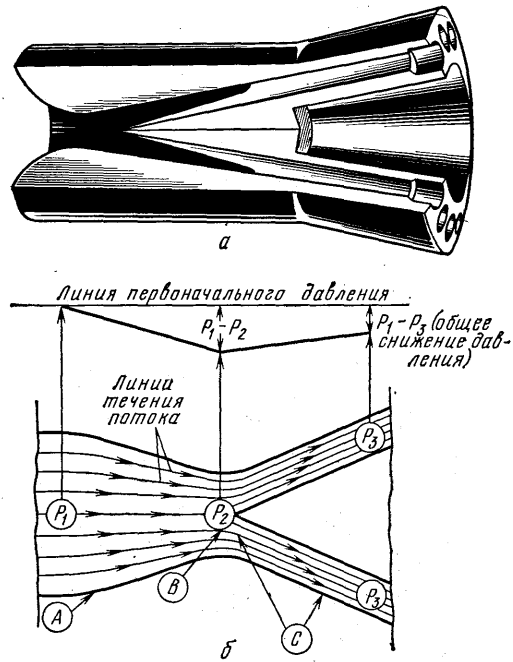


Рис. 17-17. Вихревой распределитель хладагента:
а — разрез; *б* — диаграмма потока хладагента: *А* — плавное приближение к месту распределения; *В* — минимальная площадь узкого прохода; *С* — участок отклонения потока, постепенное снижение его скорости движения, незначительная турбулентность

пределение однородной смеси жидкости и пара к каждой секции испарителя.

В настоящее время широкое распространение получили четыре типа распределителей хладагента: вихревой, с перепадом давления, центробежный и коллекторный. Любой из этих распределителей применяется со стандартным одноходовым ТРВ.

На рис. 17-17 представлен вихревой распределитель и характеристика потока хладагента через него. В этом типе распределителя использован принцип восстановления величины давления Вентури. От контура потока хладагента зависит равномерное распределение парожидкостной смеси к каждой секции испарителя. Распределитель обеспечивает минимальные турбулентность потока и снижение давления хладагента. При этом давление хладагента снижается только в результате трения о стенки. Распределитель может быть смонтирован в любом положении.

Распределитель, в котором снижается давление хладагента, представлен на рис. 17-18. Он состоит из корпуса, в выходном конце которого просверлены отверстия для труб, соединяющих его с испарителем. Входной конец углублен для установки форсунки, закрепляемой пружинящим стопорным кольцом. Хладагент проходит через ТРВ, входит в распределитель и поступает к форсунке. В форсунке имеется отверстие определенного размера, позволяющее снизить давление. При этом скорость движения потока хладагента уменьшается, что обеспечивает перемешивание жидкости и пара, а также исключает эффект гравитации. Отверстие в форсунке направляет поток хладагента таким образом, что он ударяется в центр конуса, имеющегося в корпусе распределителя. Отверстия в выходном конце расположены вокруг основания конуса, вследствие чего смесь после конуса равномерно распределяется при входе в них. Диаметр отверстия в форсунке определяет производительность распределителя, а снижение давления предотвращает отделение пара, образовавшегося при дросселировании, от жидкости. В результате однородная смесь жидкости и пара проходит через распределитель.

На рис. 17-19 показан центробежный распределитель. Этот тип распределителя работает при высокой

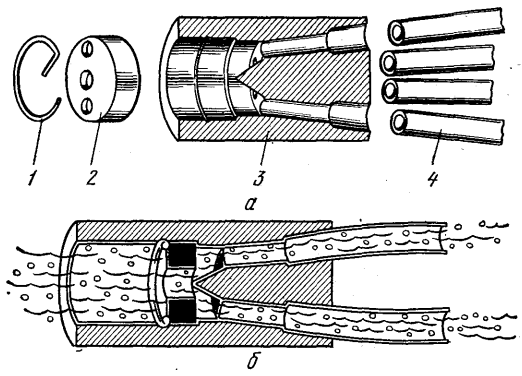


Рис. 17-18. Распределитель с перепадом давления:

а — детали: *1* — стопорное кольцо; *2* — форсунка; *3* — корпус; *4* — трубы; *б* — схема

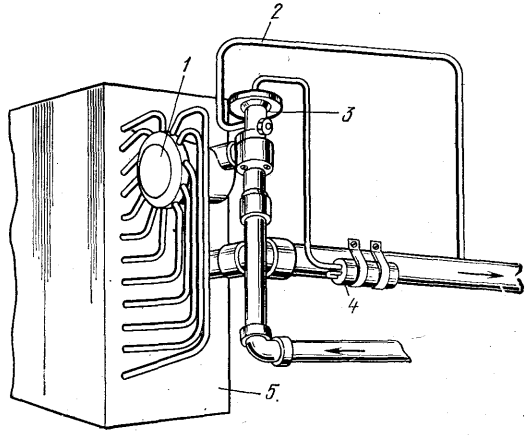


Рис. 17-19. Одноходовой ТРВ с центробежным распределителем:

1 — центробежный распределитель; *2* — линия внешнего уравнивания; *3* — ТРВ; *4* — дистанционный термобаллон; *5* — испаритель

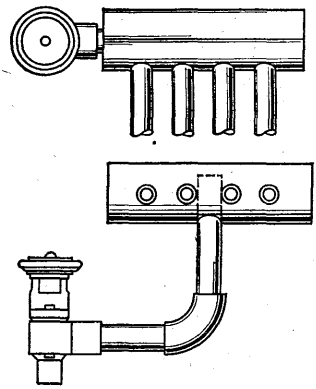


Рис. 17-20. Одноходовой ТРВ с коллекторным распределителем

скорости движения хладагента на входе и создает эффект завихрения в целях поддержания однородности смеси жидкости и пара, а также равномерного распределения ее по трубам испарителя,

На рис. 17-20 представлен коллекторный распределитель, который монтируют горизонтально. Он работает при низкой скорости движения хладагента на входе для его равномерного распределения по секциям испарителя. На входе в коллектор часто устанавливают шайбу, что уменьшает избыточное питание испарителя хладагентом. Колено между вентилем и входом в коллектор обычно снижает скорость движения хладагента и предотвращает его неравномерное распределение по секциям испарителя. Применение распределителей показано на рис. 17-21

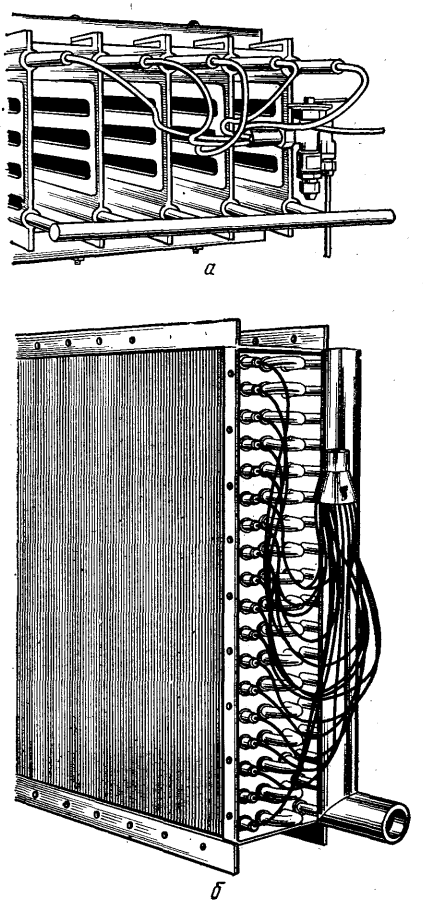


Рис. 17-21. Применение распределителей хладагента:

а — в листотрубном испарителе; *б* — в ребристом воздухоохладителе

Расположение ТРВ

Для оптимальной работы ТРВ должен быть смонтирован как можно ближе к испарителю. За исключением распределителя хладагента, если он применяется, не должно быть никаких препятствий между ТРВ и испарителем. При необходимости монтажа ручного вентиля на выходной стороне ТРВ его диаметр должен быть равен диаметру выходного патрубка ТРВ.

В ТРВ с жидкостным заполнением имеется достаточно жидкости для того, чтобы вентиль нормально работал при всех условиях. Поэтому ТРВ с жидкостным заполнением может быть смонтирован в любом положении (силовая головка направлена вверх, вниз, в сторону), внутри или снаружи охлаждаемого пространства независимо от относительной температуры корпуса вентиля и дистанционного термо-

баллона. Однако вентиль с газовым заполнением необходимо монтировать таким образом, чтобы корпус его всегда был теплее дистанционного термобаллона, а силовая головка направлена вверх.

Когда применяют распределитель хладагента, за исключением коллекторного, ТРВ следует монтировать как можно ближе к распределителю.

Расположение дистанционного термобаллона

Производительность ТРВ в большой степени зависит от правильного расположения и монтажа дистанционного термобаллона. Когда термобаллон монтируют снаружи, а не внутри трубопровода хладагента, то он должен быть прочно закреплен металлическими скобами на горизонтальном участке всасывающего трубопровода около выхода из испарителя, предпочтительно в охлаждаемом пространстве.

Дистанционный термобаллон должен реагировать на температуру пара хладагента во всасывающем трубопроводе. Поэтому необходимо, чтобы термобаллон по всей длине имел хороший тепловой контакт со всасывающим трубопроводом. Если всасывающий трубопровод изготовлен из чугуна или стали, место монтажа термобаллона должно быть тщательно зачищено и покрашено алюминиевой краской для уменьшения возможности коррозии. Дистанционный термобаллон обычно монтируют сверху на всасывающем трубопроводе с внешним диаметром менее 20 мм. Дистанционный термобаллон монтируют на всасывающем трубопроводе с внешним диаметром 20 мм и более в нижней части под углом до 45° к горизонтальной оси трубы (рис. 17-22), что обеспечивает нормальную работу ТРВ. Однако оптимальное расположение термобаллона наилучшим образом определяют эмпирически.

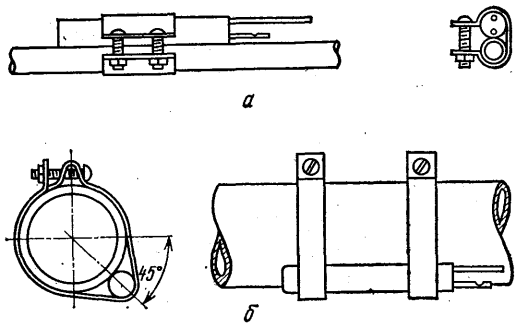


Рис. 17-22. Обычное расположение дистанционного термобаллона ТРВ:
а — термобаллон на всасывающем трубопроводе малого диаметра; *б* — термобаллон на всасывающем трубопроводе большого диаметра

Термобаллон необходимо монтировать таким образом, чтобы на него влияла только температура всасывающего трубопровода, в особенности во время нерабочей части цикла компрессора. Если температура термобаллона поднимается значительно выше температуры в испарителе во время нерабочей части цикла, то вентиль откроется и испаритель заполнится жидким хладагентом, в результате чего жидкость поступит в компрессор при его пуске. При размещении термобаллона в охлаждаемом пространстве разность температур между температурами в помещении и испарителя обычно недостаточна для отрицательного влияния на работу ТРВ. Однако когда необходимо расположить термобаллон снаружи охлаждаемого пространства, то его и всасывающий трубопровод следует хорошо изолировать от окружающей среды. Изоляция должна быть негигроскопичной и уложена по крайней мере на 300 мм по обе стороны от термобаллона.

Термобаллон следует монтировать на расстоянии до 500 мм от точки, где неизолированный всасывающий трубопровод выходит из охлаждаемого объекта. В противном случае теплый воздух, проходящий вдоль всасывающего трубопровода из наружного простран-

ства, может повысить давление в термобаллоне до такой величины, при которой вентиль откроется и жидкость заполняет испаритель во время нерабочей части цикла.

В системах кондиционирования воздуха, в которых применяют ТРВ с ограничителем давления, термобаллон может быть смонтирован как снаружи, так и внутри воздуховода, но всегда вне прямого потока воздуха. Термобаллон располагают ниже уровня жидкости в самой холодной точке бака для рассола или на водоохладителе. Если термобаллон расположен таким образом, что вентиль может открыться во время нерабочей части цикла, то на жидкостном трубопроводе монтируют электромагнитный вентиль непосредственно перед ТРВ, чтобы обеспечить перекрытие потока жидкости во время нерабочей части цикла.

Ни при каких обстоятельствах нельзя монтировать термобаллон в том месте всасывающего трубопровода, где собирается жидкость, так как это вызывает колебания в работе ТРВ. Кроме нескольких особых случаев, дистанционный термобаллон должен быть размещен на той части регенеративного теплообменника, где жидкость выкипела.

На рис. 17-23—17-25 показаны некоторые распространенные ошибки при монтаже дистанционного термобаллона, а также даны рекомендации по монтажу трубопроводов и термобаллонов. Жидкость накапливается в отделителе всасывающего трубопровода на выходе из испарителя (рис. (рис. 17-23, *а*), рабочий перегрев пара становится равным нулю. Вентиль начинает неправильно работать из-за попеременного опорожнения и заполнения жидким хладагентом отделителя. Если вентиль работает неравномерно, то жидкость может поступить в компрессор.

На рис. 17-24 показано место расположения термобаллона, где пред-

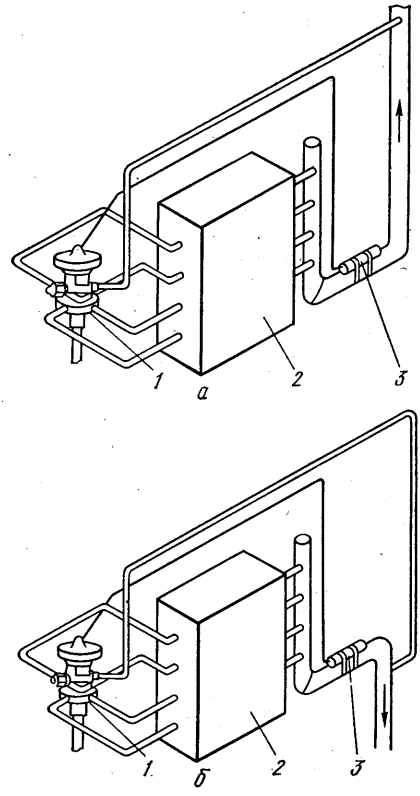


Рис. 17-23. Расположение дистанционного термобаллона:

а — на отделителе жидкости (неправильно); *б* — на всасывающем трубопроводе со свободным сливом жидкости (правильно): *1* — многоходовой ТРВ; *2* — испаритель; *3* — дистанционный термобаллон

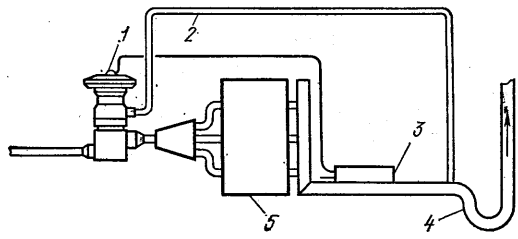


Рис. 17-24. Рекомендуемое расположение дистанционного термопатрона и всасывающего трубопровода:

1 — ТРВ; *2* — линия внешнего уравнивания; *3* — дистанционный термобаллон; *4* — отделитель жидкости; *5* — испаритель

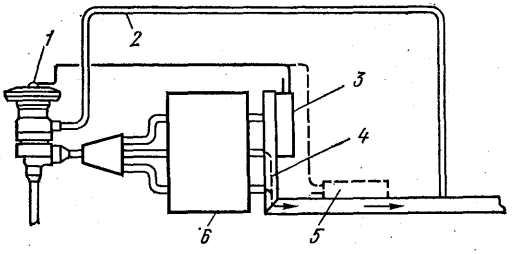


Рис. 17-25. Расположение дистанционного термобаллона на коллекторе испарителя: *1* — ТРВ; *2* — уравнительная линия; *3* — неправильное расположение термобаллона; *4* — коллектор; *5* — правильное расположение термобаллона; *6* — испаритель

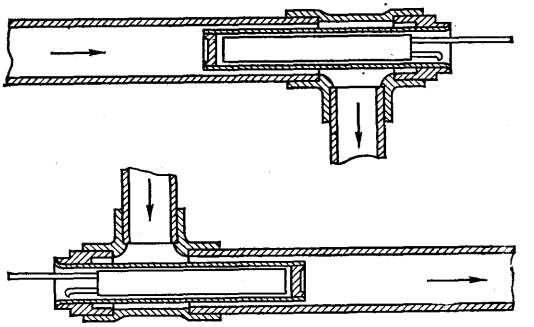


Рис. 17-26. Гильзы для дистанционного термобаллона

отвращается влияние отделенного масла или жидкого хладагента на работу ТРВ, когда всасывающий трубопровод смонтирован вертикально с движением хладагента вверх. Накапливающаяся в отделителе жидкость (или масло) во время нерабочей части цикла не воздействует на термобаллон и испаряется, не попадая в компрессор при его пуске. Трубопроводы подобным образом часто располагают в больших установках.

На рис. 17-25 показано неправильное расположение дистанционного термобаллона на всасывающем коллекторе испарителя. При неудовлетворительной циркуляции воздуха через испаритель жидкий хладагент может проходить в некоторых секциях испарителя, не выкипая и не оказывая влияния на термобаллон, что может вызвать выброс жидкости из испарителя в компрессор. Правильное расположение термобаллона показано пунктирной линией.

Накопление жидкости во всасывающем трубопроводе в месте расположения термобаллона всегда является причиной неудовлетворительной работы ТРВ. Поэтому необходимо принять меры для того, чтобы всасывающий трубопровод у испарителя был расположен таким образом, чтобы масло и жидкость удалялись самотеком от места размещения термобаллона.

По возможности следует избегать монтажа термобаллона на вертикальном участке всасывающего трубопровода. Однако, если другое расположение невозможно, его следует разместить значительно выше отделителя жидкости во всасывающем трубопроводе.

В некоторых случаях целесообразно использовать гильзу, что позволяет практически разместить термобаллон во всасывающем трубопроводе (рис. 17-26). Как правило, гильзу применяют, когда требуется незначительный перегрев или когда на термобаллон может влиять внешняя теплота. Кроме того, ее желательно использовать в очень коротком всасывающем трубопроводе или при внешнем диаметре его более 50 мм.

Расположение линии внешнего уравнивания

Внешнее уравнивание необходимо в том случае, когда перепад давления в испарителе достаточен для понижения температуры насыщения хладагента более чем на 1°С при температуре в испарителе выше —18°С или более чем на 0,5°С при температуре в испарителе ниже —18°С. Естественно, что вследствие зависимости давления хладагента от температуры на максимально допустимый перепад влияет применяе-

мый хладагент и диапазон рабочих температур. Например, допустимый перепад давления хладагента R12 равен примерно 15 кПа при температуре кипения в испарителе 4°С, а если температура в испарителе ниже — 18°С, то допустимый перепад давления составляет только 3 кПа.

Внешнее уравнивание необходимо также при использовании многоходовых ТРВ и распределителей хладагента независимо от перепада давления в испарителе. Оно требуется для компенсации перепада давления хладагента при движении его через распределитель.

Следует подчеркнуть, что потеря давления хладагента в распределителе не влияет на производительность или КПД установки, если правильно выбран регулирующий вентиль. В любой установке независимо от наличия или отсутствия распределителя хладагент дросселируется. В системах без распределителей дросселирование хладагента полностью происходит в вентиле. Общее снижение давления хладагента и удельная холодопроизводительность испарителя одинаковы в обоих случаях.

Однако снижение давления хладагента в испарителе уменьшает производительность и КПД установки. Следовательно, необходимо избегать по возможности повышенного перепада давления в испарителе.

Линия внешнего уравнивания присоединяется ко всасывающему трубопроводу на расстоянии 150—200 мм от термобаллона ТРВ ближе к компрессору. Однако в системах, в которых внешнее уравнивание предназначено для балансирования снижения давления хладагента в распределителе и перепад давления в испарителе не слишком велик, линия внешнего уравнивания может быть присоединена к одной из питающих испаритель трубок или к одному из калачей испарителя примерно в его середине. Если линия внешнего уравнивания смонтирована на горизонтальном трубопроводе, то она должна быть присоединена сверху для предотвращения слива масла или жидкости в уравнительную трубку.

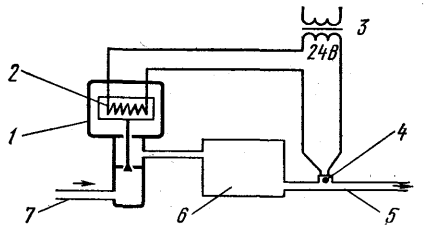


Рис. 17-27. Схема присоединения термоэлектрического регулирующего вентиля:
1 — термоэлектрический регулирующий вентиль; *2* — нагреватель; *3* — трансформатор; *4* — термистор; *5* — всасывающий трубопровод; *6* — испаритель; *7* — жидкостный трубопровод

Термоэлектрический регулирующий вентиль (ТЭРВ)

Термоэлектрический регулирующий вентиль — это простой игольчатый вентиль с датчиком, который реагирует на изменение входного напряжения (рис. 17-27). При повышении напряжения вентиль открывается, подача хладагента увеличивается, а при понижении напряжения расход хладагента уменьшается или вентиль закрывается полностью.

Для плавного регулирования работы вентиля напряжение изменяется с помощью датчиков температуры, давления или состояния хладагента. Назначение вентиля может быть изменено при переключении с одного датчика на другой. Вентиль плавно регулирует подачу хладагента в зависимости от входного напряжения. Этот вентиль работает одинаково хорошо на любом хладагенте, кроме аммиака. На работу вентиля не влияет температура или давление хладагента, снижение давления в испарителе (не требуется внешнее уравнивание) и рабочий диапазон температур.

Если вентиль применяют в качестве регулятора перегрева, то небольшой термистор монтируют во всасывающем трубопроводе в потоке хладагента. Термистор соединяют последовательно (электрически) с нагревателем вентиля, в результате чего входное напряжение нагревателя становится функцией сопротивления термистора, которое в свою очередь зависит от состояния хладагента.

Термистор, находящийся в среде парообразного перегретого хладагента, нагревается, его сопротивление уменьшается, и подводимое напряжение к вентилю увеличивается. Вентиль реагирует на это, плавно открываясь, в результате чего увеличивается подача хладагента в испаритель. Этот процесс продолжается до тех пор, пока пар, контактирующий с термистором, не станет насыщенным. Жидкий хладагент или влажный пар охлаждают термистор, увеличивая его сопротивление и уменьшая напряжение на клеммах нагревателя, в результате чего вентиль плавно закрывается.

Время окончания кипения хладагента в испарителе зависит от места расположения датчика и может быть изменено с помощью нескольких термисторов, включающихся и выключающихся по команде. Термистор применяют также для регулирования уровня хладагента в отделителе жидкости или испарителе.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НОМИНАЛЬНОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И ВЫБОР РЕГУЛИРУЮЩЕГО ВЕНТИЛЯ

При выборе регулирующего вентиля соответствующего размера учитывают заполнение термобаллона, необходимость ограничения давления, внешнего уравнивания, размер присоединений на входе и выходе из вентиля. Вентиль с внешним уравниванием используют в том случае, когда имеется значительное снижение давления в испарителе или применяется распределитель хладагента. Размеры присоединений на входе и выходе из вентиля должны быть равны размерам жидкостного трубопровода и испарителя. Допустим немного меньший размер входного патрубка испарителя.

Когда указанные выше вопросы решены, то вентиль соответствующего размера выбирают по каталогу завода-изготовителя.

Необходимо иметь следующие данные для выбора вентиля соответствующего размера: температуру кипения хладагента, производительность установки и разность давлений в вентиле. Первые два фактора определяют требуемый расход жидкости через вентиль, а последний — размер отверстия клапана прибора для обеспечения заданного расхода, причем подача хладагента пропорциональна разности давлений в вентиле.

Разность между давлениями нагнетания и всасывания не следует принимать в качестве разности давлений в вентиле. При использовании этих двух давлений в качестве основы для определения разности давлений в регулирующем вентиле необходимо учитывать потери давления в трубопроводах, соединяющих регулирующий вентиль и агрегат на сторонах высокого и низкого давлений установки.

Когда разность давлений в регулирующем вентиле определена, вентиль выбирают производительностью, равной или несколько выше производительности установки при расчетных рабочих условиях. ТЭРВ работают неудовлетворительно при производительности менее 50% от номинальной величины. Поэтому если нагрузка системы ниже 50% от расчетной, то применяют испаритель с двумя или большим количеством секций, причем каждая секция питается хладагентом через отдельный регулирующий вентиль. Такое устройство дает возможность от-

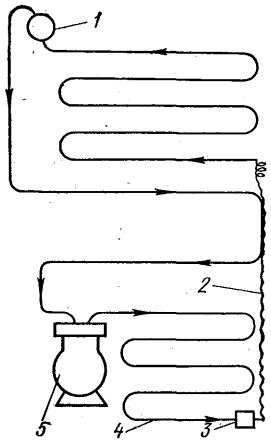


Рис. 17-28. Холодильная машина с капиллярной трубкой:

1 — отделитель жидкости; *2* — капиллярная трубка (закреплена на всасывающем трубопроводе для теплообмена); *3* — фильтр; *4* — конденсатор; *5* — компрессор

ключать секции испарителя при понижении нагрузки, в результате чего производительность любого регулирующего вентиля никогда не опускается ниже 50% от расчетной.

Капиллярные трубки

Капиллярная трубка — это самый простой регулятор расхода хладагента. Капиллярную трубку небольшого диаметра и определенной длины монтируют обычно вместо жидкостного трубопровода между конденсатором и испарителем (рис. 17-28). Она ограничивает или регулирует поток жидкого хладагента из конденсатора в испаритель и поддерживает заданную рабочую разность давлений между этими двумя аппаратами вследствие высокого сопротивления из-за трения. В трубке возникает дроссельный эффект, при котором снижается давление жидкого хладагента и образуется пар.

При любых определенных длине и диаметре сопротивление трубки является постоянной величиной. Поэтому расход жидкости через трубку пропорционален разности давлений в ней, причем указанная разность — это разность между давлениями конденсации и кипения в системе.

Капиллярная трубка и компрессор соединены в системе последовательно, в связи с чем расход хладагента через трубку должен быть равен объемной производительности компрессора. Следовательно, чтобы система работала эффективно и сбалансированно при расчетных рабочих условиях расход хладагента через трубку определенной длины и диаметра при расчетных давлениях кипения и конденсации должен точно соответствовать объемной производительности компрессора при этих условиях.

Если сопротивление трубки таково, что расход хладагента больше или меньше производительности компрессора при расчетных условиях, то между ними устанавливается баланс при других рабочих условиях. Например, сопротивление трубки слишком большое (трубка слишком длинная или диаметр слишком маленький), следовательно, расход жидкого хладагента через трубку из конденсатора в испаритель будет меньше объемной производительности компрессора при расчетных условиях. В данном случае в испаритель поступает недостаточно хладагента, а избыточное количество жидкого хладагента накапливается в нижней части конденсатора около входа в капиллярную трубку. Естественно, что из-за недостаточного питания испарителя понижается давление всасывания, а следствием накапливания жидкости в конденсаторе является уменьшение эффективной поверхности аппарата, а значит, и повышение температуры конденсации. Таким образом, в результате ограничения расхода хладагента через капиллярную трубку давление всасывания понижается, а давление конденсации повышается. При обоих этих условиях увеличивается расход хладагента через трубку и одновременно уменьшается производительность компрессора. Поэтому в системе установится равновесие, когда производительность трубки и производи-

тельность компрессора станут одинаковыми. В данном случае баланс наступит при более низком давлении всасывания и более высоком давлении конденсации по сравнению с расчетными давлениями в системе. Производительность компрессора при этом понижается, и поэтому общая производительность системы становится меньше расчетной величины.

Однако если сопротивление в трубке недостаточное (трубка слишком короткая или диаметр слишком большой), то расход хладагента через трубку превышает объемную производительность компрессора, в результате чего происходит избыточное питание испарителя хладагентом с вероятностью выброса жидкости в компрессор. Кроме того, в конденсаторе не образуется гидравлического затвора около входа в трубку и пар проходит в трубку вместе с жидкостью. Очевидно, что поступление теплого пара в испаритель понижает производительность системы. Кроме того, компрессор не может снизить давление в испарителе до заданного уровня из-за повышенного расхода хладагента через трубку.

КПД машины с капиллярной трубкой максимальный, если только условия работы стабильные. Необходимо подчеркнуть, что при работе машины с капиллярной трубкой происходит саморегулирование подачи хладагента до определенной величины, и она удовлетворительно функционирует в определенном диапазоне рабочих условий, если ее конструкция и применение соответствуют требуемым условиям. Уменьшение или увеличение нагрузки на систему в нормальных условиях вызывает изменение расхода хладагента через капиллярную трубку. Это происходит вследствие изменения давления конденсации и величины переохлаждения жидкости в конденсаторе. Например, при увеличении нагрузки на испаритель жидкий хладагент в нем выкипает и пар сжижается в конденсаторе интенсивнее, чем подается через трубку в испаритель. В результате жидкость накапливается в конце конденсатора. Одновременно жидкость в конце конденсатора подвергается большему переохлаждению, и поэтому меньше пара образуется при дросселировании в капиллярной трубке. Следовательно, расход хладагента через трубку увеличивается, и производительность установки уравнивается с возросшей нагрузкой на систему. И наоборот, при уменьшении нагрузки на систему давление конденсации и переохлаждение жидкого хладагента уменьшаются, в результате чего понижается его расход через трубку.

Капиллярная трубка отличается от других регуляторов расхода хладагента тем, что она не перекрывает и не останавливает поток хладагента к испарителю во время нерабочей части цикла. Когда компрессор выключается, давления всасывания и нагнетания уравниваются через открытую капиллярную трубку и остаточная жидкость из конденсатора перетекает в испаритель, где более низкое давление, и остается в нем до включения компрессора. По этой причине величина зарядки установки с капиллярной трубкой хладагентом имеет очень важное значение. Между конденсатором и капиллярной трубкой ресивер не устанавливают, и поэтому зарядка хладагентом должна быть минимальной, но достаточной только для заполнения испарителя и создания гидравлического затвора в конденсаторе (на входе в капиллярную трубку) в конце рабочего цикла. Любое избыточное количество хладагента, поступающее в конденсатор, повышает давление конденсации, которое в свою очередь понижает КПД системы и создает в ней дисбаланс, так как расход хладагента через трубку повышается. Если избыток хладагента достаточно велик, то может произойти перегрузка привода компрессора. Однако более важно то, что весь избы-

ток хладагента из конденсатора перетекает в испаритель во время нерабочей части цикла, быстро его нагревает. В результате или оттаивает испаритель, или компрессор работает короткими циклами. Кроме того, если в испаритель поступает значительное количество жидкости во время нерабочей части цикла, то может произойти выброс жидкости из испарителя в компрессор при пуске последнего.

Капиллярная трубка имеет простую конструкцию и низкую стоимость. Ее дополнительное преимущество заключается в том, что обеспечивается определенное упрощение холодильной системы. Это также влияет на снижение стоимости ее изготовления. Давления хладагента уравниваются через капиллярную трубку во время нерабочей части цикла, и компрессор включается в разгруженном состоянии, что дает возможность для привода компрессора применять электродвигатель с низким пусковым моментом. Кроме того, небольшая дозированная зарядка хладагентом при использовании капиллярной трубки исключает необходимость установки ресивера. Естественно, что в результате достигается значительная экономия стоимости изготовления. Капиллярные трубки используют почти во всех бытовых холодильных агрегатах, например в домашних холодильниках и морозильниках, а также в небольших агрегатированных машинах торгового холодильного оборудования и в агрегатированных кондиционерах.

Капиллярную трубку следует использовать только в системах, которые специально сконструированы для их применения. Она позволяет получить оптимальные результаты в агрегатированной машине с герметичным компрессором, нагрузка на которую относительно постоянна. Капиллярная трубка не применяется в машине с сальниковым компрессором, так как при дозированной (без запаса) зарядке хладагентом его утечка через сальник вала компрессора приводит к быстрому выходу из строя машины. Необходимо избегать применение капиллярной трубки, если компрессор расположен на некотором расстоянии от испарителя, так как очень трудно обеспечить точную зарядку таких систем хладагентом. Кроме того, длинные жидкостные и всасывающие трубопроводы требуют большой зарядки хладагентом, который затем накапливается в испарителе во время нерабочей части цикла. Значительный выброс хладагента из испарителя в компрессор может произойти при пуске последнего, если не установить соответствующий отделитель жидкости на всасывающем трубопроводе.

Диаметр труб конденсатора должен быть минимальным, чтобы небольшое количество накопившейся в конденсаторе жидкости создавало повышение давления конденсации и, следовательно, максимальный расход хладагента через трубку.

В испарителе, предназначенном для работы с капиллярной трубкой, должен накапливаться жидкий хладагент на выходе из него для предотвращения выброса жидкости в компрессор при пуске. Это обеспечивает отделитель жидкости (см. рис. 17-28). Избыток жидкого хладагента выкипает в нем и поступает в компрессор в виде пара. Для ускорения возврата масла в картер компрессора жидкость из испарителя обычно подается в отделитель снизу, а пар отсасывается компрессором сверху.

В большинстве случаев оптимальный режим работы обеспечивается при соединении конденсатора и испарителя капиллярной трубкой без промежуточного жидкостного трубопровода. Если конденсатор и испаритель расположены далеко друг от друга, то применяют другой тип регулятора подачи хладагента. Обычно капиллярную трубку припаивают ко всасываю-

щему трубопроводу для обеспечения теплопередачи между ними и уменьшения (до минимума) образования пара в трубке при дросселировании. Пар, образуемый в трубке из-за понижения давления жидкости, в значительной степени уменьшает расход хладагента через нее. Если трубка не припаяна к всасывающему трубопроводу, то она должна быть короче.

Регулирование подачи хладагента в затопленный испаритель

Для питания испарителей хладагентом обычно применяют поплавковые регуляторы расхода хладагента. В регуляторе имеется поплавок (полый металлический шар, цилиндр), который реагирует на уровень жидкого хладагента и открывает или закрывает клапан для впуска большего или меньшего количества хладагента в испаритель в соответствии с изменением уровня жидкости в поплавковой камере. Поплавковая камера может быть расположена как на стороне низкого, так и на стороне высокого давления системы. Если камера расположена на стороне низкого давления системы, то регулятор называется поплавковым регулятором низкого давления, а если на стороне высокого давления, то поплавковым регулятором высокого давления.

Основное преимущество затопленного испарителя заключается в более высокой холодопроизводительности по сравнению с другими испарителями. При работе хладагент, заполняющий испаритель, находится в основном в жидком состоянии, что обеспечивает более высокий коэффициент теплоотдачи в трубах со стороны хладагента, чем в змеевиковом испарителе, в котором большая часть хладагента находится в парообразном состоянии, в особенности в конце аппарата. По этой причине поплавковый регулятор широко используют в больших установках с затопленным испарителем для охлаждения жидкости. Поплавковый регулятор редко применяют в небольших установках. Вместо него используют более универсальный ТРВ, имеющий меньшие размеры, или более простую и экономичную капиллярную трубку.

Поплавковый регулятор низкого давления

Поплавковый регулятор низкого давления поддерживает постоянный уровень жидкости в испарителе, регулируя подачу жидкого хладагента в аппарат. Регулятор реагирует только на уровень жидкости в испарителе и заполняет аппарат жидким хладагентом до заданного уровня при любой нагрузке независимо от температуры и давления.

Поплавковый регулятор может работать непрерывно или циклами. При непрерывной работе регулятор дросселирует хладагент и плавно открывается или закрывается (не полностью), подавая большее или меньшее количество жидкости в испаритель при изменении ее уровня. Работая прерывисто, регулятор реагирует только на минимальный и максимальный уровни жидкости. Он открывается или закрывается полностью под действием встроенного рычажного устройства.

Поплавок может быть установлен непосредственно в испарителе или отделителе жидкости, в которых он регулирует уровень жидкости (см. рис. 11-19, *б*), или снаружи этих аппаратов в отдельной поплавковой камере (рис. 17-29).

В установках большой холодопроизводительности обычно монтируют, байпасную линию с ручным регулирующим вентилем вокруг поплавкового регулятора для поддержания процесса производства холода в случае его отказа. Кроме того, ручные запорные

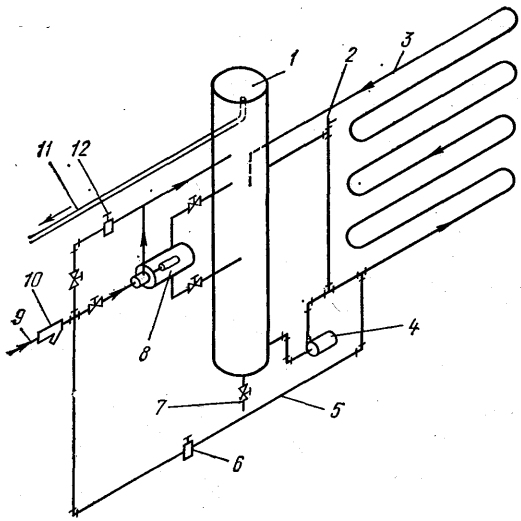


Рис. 17-29. Поплавковый регулятор низкого давления для регулирования уровня хладагента в отделителе жидкости (жидкостный насос применяется для циркуляции хладагента через испаритель):

1 — отделитель жидкости; *2* — предохранительный клапан; *3* — испаритель; *4* — насос; *5* — байпасная линия; *6, 12* — ручные регулирующие вентили; *7* — вентиль спуска масла; *8* — поплавковый регулятор; *9* — жидкостная линия; *10* — фильтр; *11* — всасывающая линия

вентили в основном монтируют на обеих сторонах поплавкового регулятора, чтобы можно было его изолировать в целях обслуживания без спуска всего хладагента из испарителя. Обратите внимание (см. рис. 17-29), что жидкостный насос предназначен для принудительной циркуляции хладагента через трубы испарителя. Интересно сравнить этот способ рециркуляции с инжекторным способом (рис. 17-30) и способом движения самотеком (см. рис. 11-19, *б*). Ручной регулирующий вентиль на байпасной линии вокруг жидкостного насоса (см. рис. 17-29) обеспечивает производство холода в случае отказа насоса.

В холодильных системах можно применять одновременно несколько поплавковых регуляторов низкого давления или вместе с ТРВ. Во многих случаях один поплавковый регулятор используют для подачи жидкости в несколько отдельных испарителей.

Поплавковый регулятор высокого давления

Поплавковый регулятор высокого давления, как и поплавковый регулятор низкого давления, — это прибор для подачи хладагента. Он срабатывает в зависимости от уровня жидкости и регулирует поток жидкости к испарителю в соответствии с интенсивностью парообразования. Однако поплавковый регулятор низкого давления непосредственно регулирует уровень жидкости в испарителе, а поплавковый регулятор высокого давления, расположенный на стороне высокого давления системы, регулирует количество жидкости в испарителе косвенно, посредством поддержания постоянного уровня жидкости в своей камере (рис. 17-31).

Принцип работы поплавкового регулятора высокого давления относи-

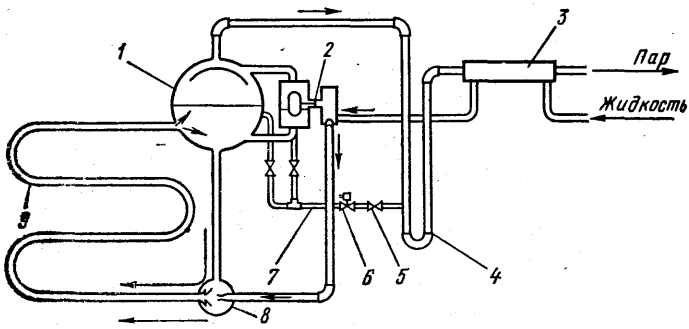


Рис. 17-30. Затопленный испаритель с инжекционной рециркуляцией хладагента:

1 — уравнительный бак; *2* — поплавковый регулятор низкого давления; *3* — теплообменник; *4* — отделитель (для обеспечения возврата смеси хладагента с маслом во всасывающий трубопровод); *5* — дозирующий вентиль; *6* — электромагнитный вентиль (открыт только при работе компрессора); *7* — линия возврата масла; *8* — инжектор; *9* — испаритель

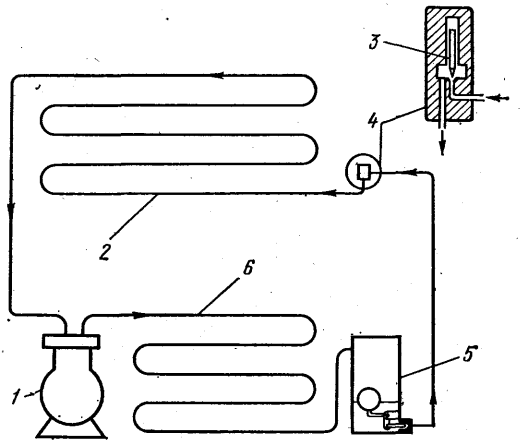


Рис. 17-31. Поплавковый регулятор высокого давления:

1 — компрессор; *2* — испаритель; *3* — игла вентиля; *4* — промежуточный (редукционный) вентиль; *5* — поплавковый регулятор высокого давления; *6* — конденсатор

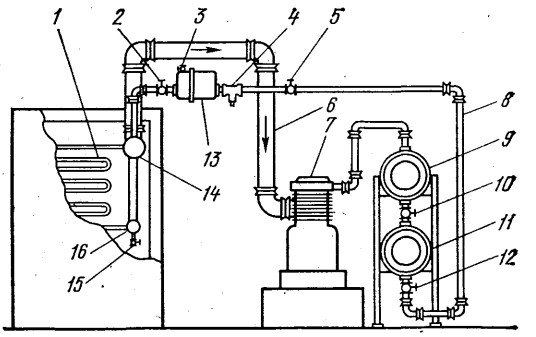


Рис. 17-32. Типичное применение поплавкового регулятора высокого давления:

1 — испаритель погружного типа; *2, 3, 5, 10, 12* — вентили; *4* — фильтр; *6* — всасывающий трубопровод; *7* — компрессор; *8* — жидкостный трубопровод; *9* — конденсатор; *11* — ресивер; *13* — поплавковый регулятор высокого давления; *14* — отделитель жидкости; *15* — вентиль спуска масла; *16* — жидкостный коллектор

тельно прост. Жидкость из конденсатора перетекает в поплавковую камеру и повышает в ней уровень хладагента, шаровой поплавок поднимается, и клапан регулятора открывается. Соответствующее количество жидкости вытекает из поплавковой камеры для пополнения испарителя. Пар конденсируется в конденсаторе с той же интенсивностью, с которой он образуется в испарителе. Поэтому поплавковый регулятор высокого давления непрерывно автоматически подает жидкость в испаритель в количестве, соизмеримом с количеством образуемого пара, независимо от нагрузки системы. Когда компрессор останавливается, уровень жидкости в поплавковой камере понижается, регулятор закрывается и остается в таком положении до пуска компрессора.

При использовании регулятора основная масса хладагента находится в испарителе, а незначительное определенное количество хладагента — на стороне высокого давления системы. Поэтому величина зарядки хладагентом является важным условием. Избыток хладагента приводит к тому, что регулятор подает слишком много хладагента в испаритель и жидкий хладагент поступает в компрессор. Кроме того, если в системе большой избыток хладагента, то в поплавковом регуляторе жидкость дросселируется до более высокого давления и компрессор не может снизить давление в испарителе до заданного уровня. Если в системе недостаточно хладагента, то работа поплавка становится неустойчивой и в испаритель не будет поступать достаточное количество хладагента.

Поплавковый регулятор высокого давления может обслуживать змеевиковый испаритель (см. рис. 17-31) или затопленный испаритель (рис. 17-32). В последнем случае жидкий хладагент поступает в отделитель жидкости (ресивер низкого давления), откуда через трубу в дне течет в испаритель. Пар отводится из отделителя жидкости сверху, так же как и пар, появляющийся при дросселировании жидкости, проходящей через поплавковый регулятор. Для предотвращения выброса жидкости из испарителя при изменении нагрузки

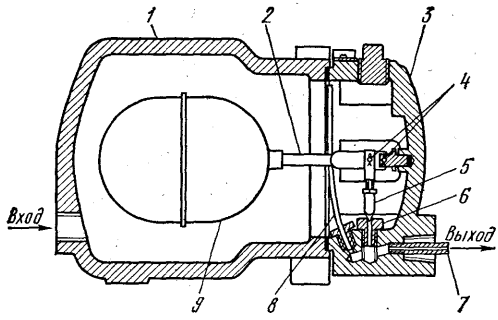


Рис. 17-33. Поплавковый регулятор высокого давления:
1 — корпус; *2* — рычаг поплавка; *3* — крышка; *4* — шарниры; *5* — игла клапана; *6* — седло клапана; *7* — дроссельная трубка; *8* — выпускная трубка; *9* — шаровой поплавок

отделитель жидкости должен иметь объем, равный по крайней мере 25% от объема испарителя.

На рис. 17-33 показана конструкция типичного поплавкового регулятора высокого давления. Обратите внимание, что регулятор открывается при повышении уровня жидкости в его корпусе. Конструкция иглы и шарнира поплавкового рычага такова, что под действием массы шарообразного поплавка игла регулятора перемещается вниз при понижении уровня хладагента в поплавковой камере. Шарообразный поплавок расположен таким образом, что седло регулятора всегда погружено в жидкий хладагент. Это предотвращает возможность прохода пара через клапан. В регуляторе имеется выпускная трубка для удаления неконденсирующихся газов, которые при накоплении в корпусе могут повысить давление и перекрыть поступление жидкости в регулятор. Применение выпускной трубки позволяет монтировать регулятор выше и ниже конденсатора, и он может работать при любом уровне жидкости в камере.

Однако его следует устанавливать возможно ближе к испарителю и всегда на горизонтальном трубопроводе для свободного перемещения шарового поплавка и функционирования всего регулятора. Когда поплавок расположен на некотором расстоянии от испарителя, то необходимо обеспечить поддержание высокого давления жидкости в трубопроводе между регулятором и испарителем для предотвращения дросселирования жидкости перед испарителем. В малых системах это осуществляют посредством монтажа промежуточного вентиля на жидкостном трубопроводе около входа в испаритель. В больших установках для этой цели обычно применяют управляющий вентиль (см. с. 373—375).

Нельзя использовать одновременно несколько поплавковых регуляторов высокого давления, а также параллельно с другими типами регуляторов расхода хладагента.

Поплавковое реле уровня

Для регулирования уровня жидкости в испарителе можно применить поплавковое реле уровня (рис. 17-34). Поплавковое реле уровня состоит из поплавковой камеры с шарообразным поплавком, поднимающимся и опускающимся при изменении уровня жидкости как в испарителе, так и в самой камере, а также из ртутного реле, которое под действием шарообразного поплавка включает или отключает электромагнитный вентиль на жидкостном трубопроводе при соответствующем понижении или повышении уровня жидкости в испарителе. На жидкостном трубопроводе между электромагнитным вентилем и испарителем монтируют ручной регулирующий вентиль для дросселирования жидкого хладагента и предотвращения помпажа в испарителе вследствие внезапного

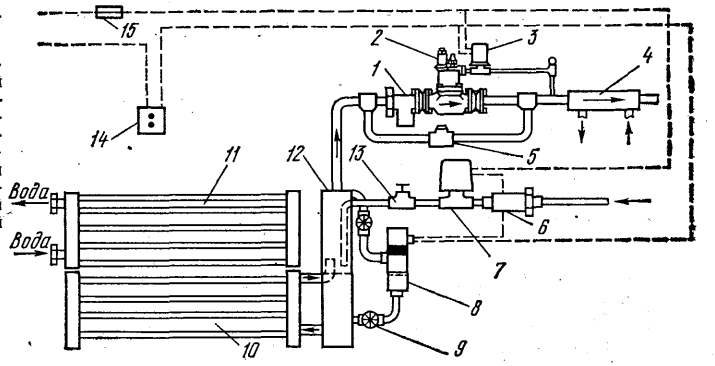


Рис. 17-34. Схема автоматизации оросительного охладителя:

1 — фильтр; *2* — регулятор давления в испарителе; *3* — пилотный электромагнитный вентиль; *4* — теплообменник; *5* — предохранительный клапан; *6* — фильтр; *7* — электромагнитный вентиль; *8* — поплавковое реле уровня; *9* — шаровой вентиль; *10* — секция охладителя, охлаждаемая хладагентом; *11* — секция охладителя, охлаждаемая водой; *12* — отделитель жидкости; *13* — ручной регулирующий вентиль; *14* — пусковая кнопка; *15* — плавкий предохранитель

впуска жидкости при открытии электромагнитного вентиля на жидкостном трубопроводе, а также во избежание его работы короткими циклами.

Поплавковое реле уровня может осуществлять и обратное действие (закрываться при повышении уровня).

Регулирование уровня жидкости с помощью ТРВ

ТРВ с температурным преобразователем применяют для регулирования уровня жидкости в затопленных испарителях. На рис. 17-35 показан такой ТРВ, смонтированный на вертикальном отделителе жидкости.

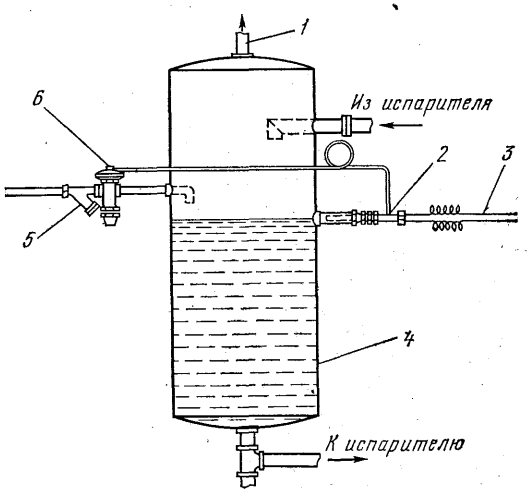


Рис. 17-35. ТРВ в качестве регулятора уровня жидкости:

1 — всасывающий трубопровод; *2* — встроенный термобаллон ТРВ; *3* — электрический провод; *4* — отделитель жидкости; *5* — фильтр; *6* — ТРВ

Температурный преобразователь содержит термобаллон, в который встроен электронагревательный элемент малой мощности (примерно 15 Вт). Термобаллон заключен в кожух. Электронагревательный элемент создает искусственный перегрев, вследствие чего давление в термобаллоне увеличивается, открывается регулирующий вентиль, и больше хладагента подается в испаритель. Когда уровень жидкости в испарителе повышается и большее количество жидкости входит в контакт с термобаллоном, то воздействие электронагревательного элемента прекращается и перегрев уменьшается. ТРВ уменьшает подачу хладагента до восстановления прежнего уровня или закрывается.

ТРВ может подавать жидкость непосредственно в испаритель, отделитель жидкости или в коллектор змеевикового испарителя.

Регулирующие вентили с управляющим устройством

Регулирующие вентили с управляющим устройством (пилотом) применяют в установках большой холодопроизводительности. Управляющими устройствами, приводящими в действие регулятор подачи жидкости, служат

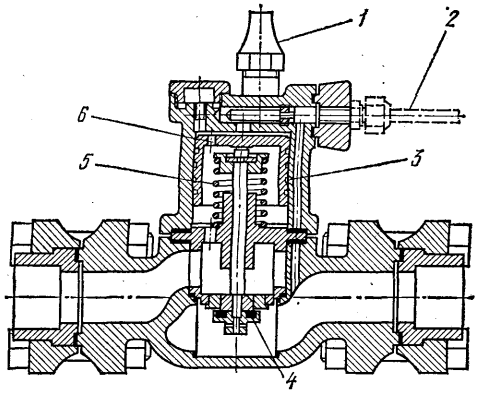


Рис. 17-36. Исполнительное устройство дроссельного пилотного регулятора давления

1 — ручной шток; *2* — пилотная линия; *3* — главный поршень; *4* — клапан; *5* — пружина; *6* — перепускное отверстие

обычно ТРВ, поплавковый регулятор низкого или высокого давления. Регулятор подачи, сконструированный для работы с ТРВ, показан на рис. 17-36. Регулятор подачи жидкости открывается, когда давление подводится к поршню через управляющий трубопровод и через небольшое выпускное отверстие на днище поршня — к выходной стороне регулятора. Когда воздействие давления на поршень прекращается, пружина закрывает регулятор подачи жидкости.

На рис. 17-37 показана схема присоединения ТРВ (в качестве управляющего устройства) к кожухотрубному испарителю. При изменении температуры и давления всасываемого пара с помощью ТРВ с внешним уравниванием давление действует на поршень-регулятора. Когда перегрев всасываемого пара повышается, ТРВ открывается, давление, действующее на поршень, возрастает и он перемещается вниз, в результате чего увеличивается подача хладагента. И наоборот, когда перегрев всасываемого пара уменьшается, что указывает на необходимость снижения потока хладагента, ТРВ закрывается. Давление на поршень снижается, он поднимается и подача хладагента уменьшается. ТРВ и поршень регулятора занимают в процессе работы одно из промежуточных положений в зависимости от нагрузки.

На рис. 17-38 показан регулятор подачи хладагента, сконструированный для работы с поплавковым регулятором высокого давления в качестве управляющего устройства. Установка, содержащая этот тип регулятора расхода, показана на рис. 17-39. Работа управляющего устройства в виде поплавкового регулятора высокого давления подобна работе управляющего устройства на базе ТРВ. При повышении уровня жидкости в управляющем ресивере поплавок открывается и жидкость высокого давления поступает к поршню регулятора подачи жидкости. Это давление действует на пружину и откры-

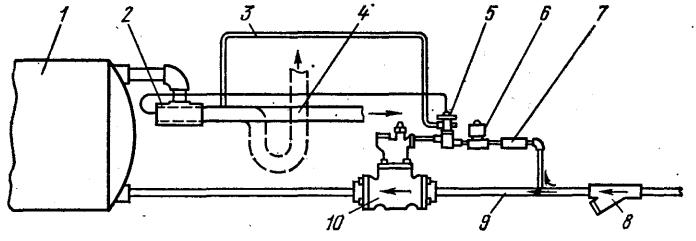


Рис. 17-37. Схема питания испарителя хладагента с помощью дроссельного пилотного регулятора температуры:

1 — кожухозмеевиковый испаритель; *2* — гильза дистанционного термобаллона; *3* — линия внешнего уравнивания; *4* — всасывающий трубопровод; *5* — ТРВ (пилот); *6* — электромагнитный вентиль (пилот); *7* — фильтр на пилотной линии; *8* — фильтр на главном трубопроводе; *9* — жидкостный трубопровод; *10* — исполнительный механизм дроссельного пилотного регулятора температуры

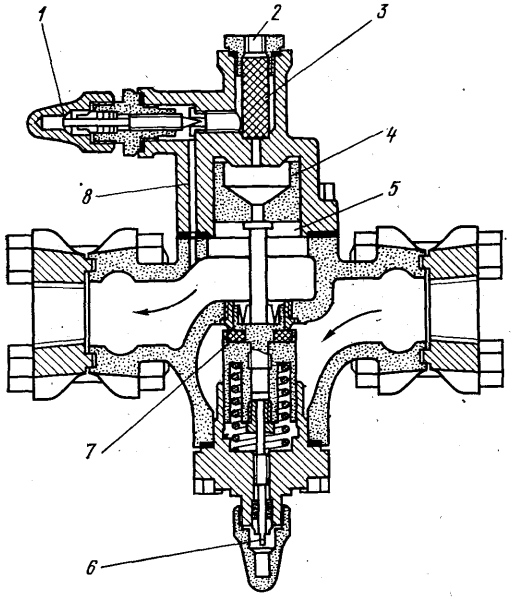


Рис. 17-38. Исполнительный механизм дроссельного пилотного регулятора давления «До себя»:

1 — шток перепуска; *2* — штуцер для присоединения пилотной линии; *3* — сетка фильтра; *4* — поршень; *5* — цилиндр; *6* — шток ручного управления; *7* — клапан; *8* — перепускное отверстие

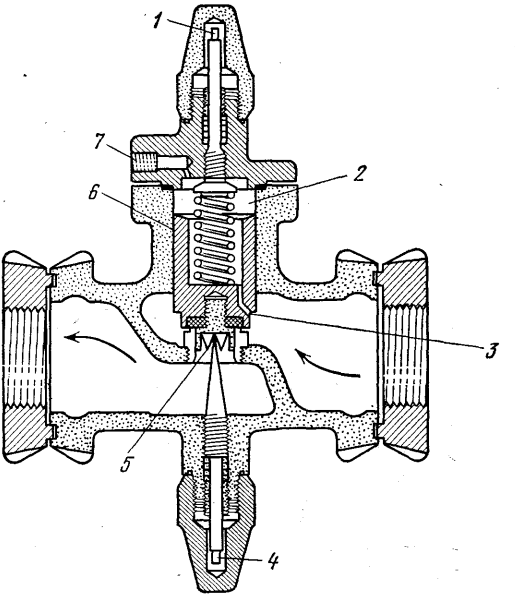


Рис. 17-40. Исполнительный механизм дроссельного пилотного регулятора «После себя»:

1 — шток регулирования натяжения пружины; *2* — цилиндр; *3* — перепускное отверстие; *4* — ручной шток; *5* — клапан; *6* — поршень; *7* — отверстие для присоединения пилотной линии

вает шток для подачи жидкости в испаритель. При понижении уровня в управляющем ресивере регулятор закрывается.

Регулятор подачи жидкости, сконструированный для работы с поплавковым реле низкого давления, представлен на рис. 17-40. Типичный пример применения регулятора низкого давления показан на рис. 17-41. При понижении уровня жидкости в испарителе поплавковое реле низкого давления включает электромагнитный вентиль и управляющая линия соединяется с испарителем. Давление над поршнем регулятора снижается. Жидкость высокого давления, действующая снизу на поршень регулятора подачи жидкости, поднимает его, и в испаритель поступает хладагент. При повышении уровня жидкости в испарителе с помощью управляющего поплавкового реле закрывается электромагнитный вентиль и хладагент высокого давления перепускается в зону над поршнем через отверстие в его нижнем торце. Под действием высокого давления поршень направляется вниз, в результате чего закрывается регулятор. Сечение отверстия не регулируется, но плавное управление обеспечивается посредством пружины.

Электромагнитные вентили

Электромагнитные вентили широко используют на трубопроводах подачи хладагента, воды и рассола вместо ручных запорных вентилей. Некоторые функции этих вентилей описаны в соответствующих главах данной книги. Электромагнитный вентиль состоит из катушки с изолированным медным проводом и железным сердечником, или

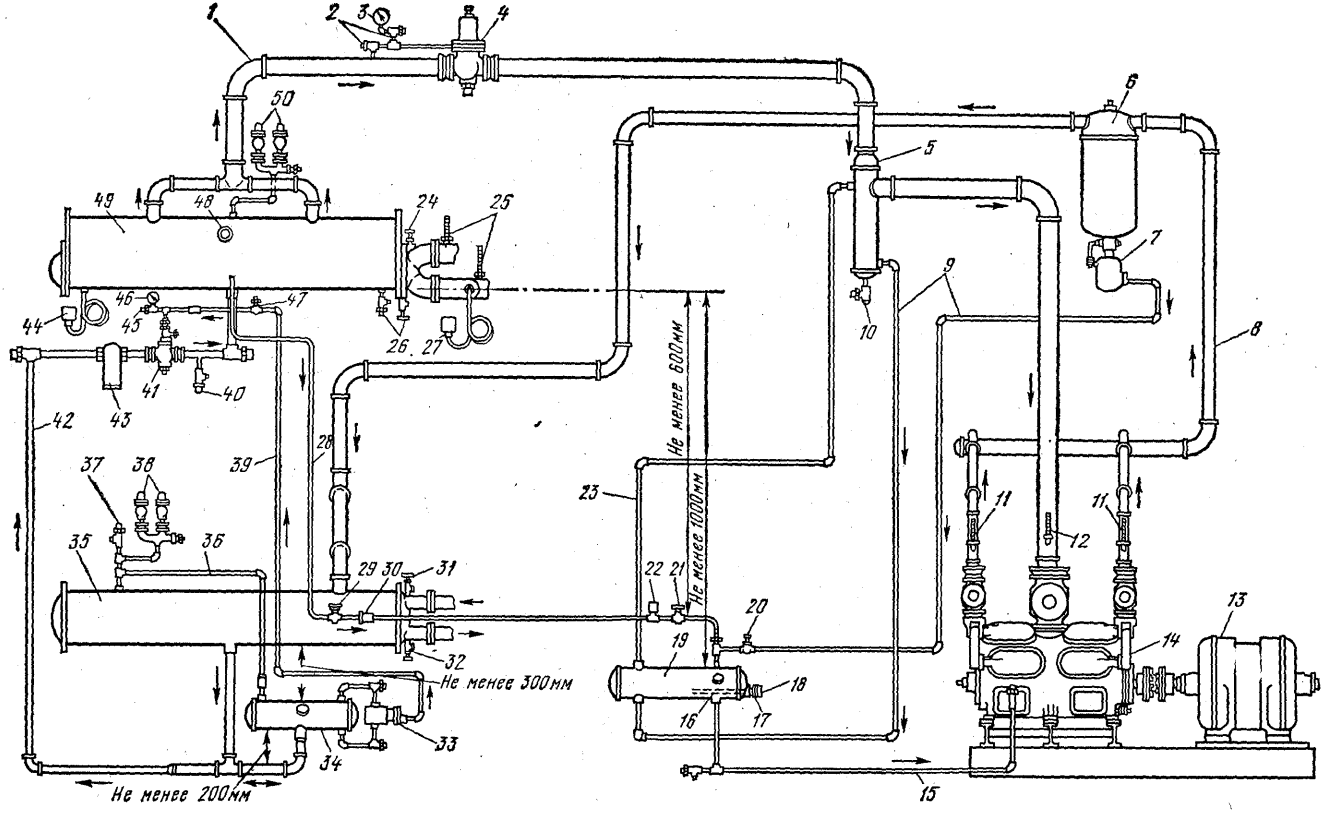


Рис. 17-39. Холодильная установка с дроссельным пилотным регулятором давления «До себя»:

1 — всасывающий трубопровод; *2* — вентиль; *3, 46* — манометры; *4* — регулятор давления всасывания; *5* — маслоотделитель на линии всасывания; *6* — маслоотделитель на линии нагнетания; *7* — поплавковая камера; *8* — нагнетательный трубопровод; *9* — линии спуска масла; *10, 32* — спускные вентили; *11, 12, 25* — термометры; *13* — электродвигатель; *14* — компрессор; *15* — линия возврата масла в картер компрессора; *16* — нагреватель; *17, 27, 44* — терморелс; *18* — сигнальная лампа; *19* — ресивер масла; *20, 29, 45, 47* — запорные вентили; *21* — игольчатый вентиль; *22* — электромагнитный вентиль; *23* — паровая уравнительная линия; *24, 31* — вентили выпуска воздуха; *26* — спускные вентили; *28* — спускная линия испарителя; *30, 49* — фильтры; *33* — пилот поплавкового типа дроссельного регулятора давления; *34* — пилотный ресивер; *35* — конденсатор; *36* — уравнительная линия высокого давления; *37* — продувочный вентиль; *38, 50* — предохранительные клапаны; *39* — пилотная линия; *40* — зарядный вентиль; *41* — исполнительный механизм дроссельного пилотного регулятора давления; *42* — жидкостный трубопровод; *48* — смотровое стекло; *49* — испаритель

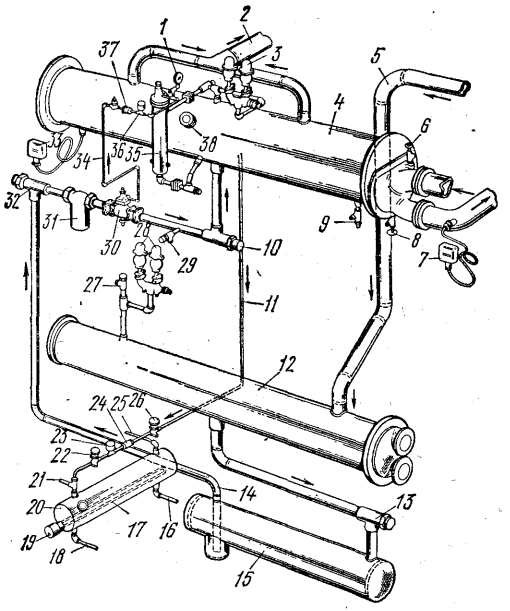


Рис. 17-41. Холодильная установка с дроссельным пилотным регулятором давления «После себя»:

1 — манометр; *2* — всасывающий трубопровод; *3, 28* — предохранительные клапаны; *4* — испаритель; *5* — нагнетательный трубопровод; *6* — вентиль выпуска воздуха; *7* — термореле (хладоносителя); *8, 9* — спускные вентили; *10, 13, 32* — жидкостные вентили; *11, 16, 21* — линии поступления масла; *12* — конденсатор; *14* — жидкостный трубопровод; *15* — линейный ресивер; *17* — нагреватель масла; *18* — линия возврата масла в картер компрессора; *19* — термореле нагревателя; *20* — ресивер масла; *22* — игольчатый вентиль; *23, 36* — электромагнитные вентили; *24, 31, 37* — фильтры; *25* — уравнительная линия; *26* — запорный вентиль; *27* — продувочный вентиль; *29* — зарядный вентиль; *30* — исполнительный механизм дроссельного пилотного регулятора давления «После себя»; *33* — термореле (хладагента); *34* — пилотная линия; *35* — пилот поплавкового типа дроссельного регулятора давления «После себя»; *38* — смотровое стекло

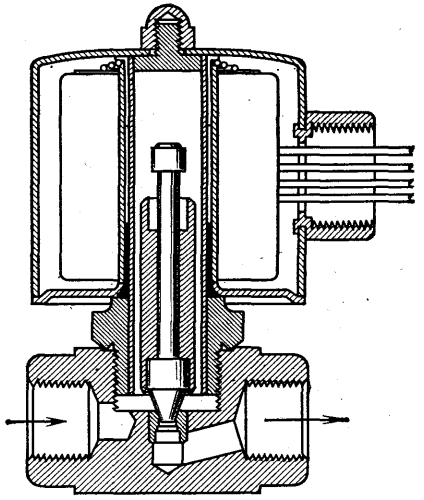


Рис. 17-42. Электромагнитный вентиль непрямого действия

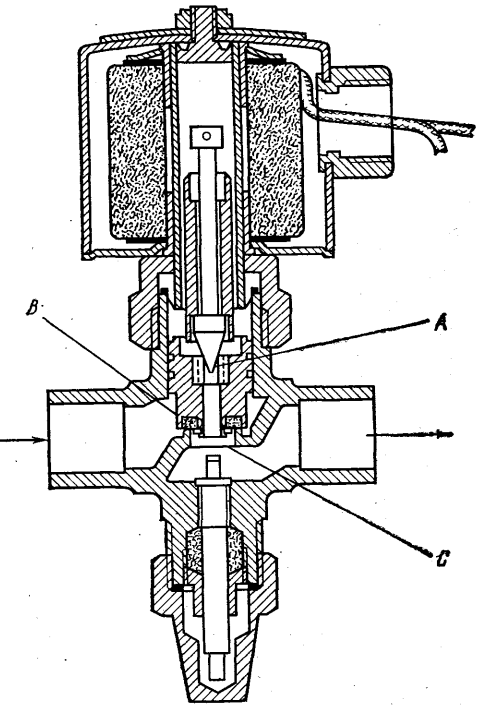


Рис. 17-43. Электромагнитный вентиль прямого действия

якорем (называемым иногда плунжером), который втягивается под действием магнитного поля в катушку при подаче напряжения. Шток с иглой вентиля, прикрепленный к якорю, открывает и закрывает клапан вентиля при включении и выключении катушки.

Электромагнитные вентили бывают двух основных типов: прямого действия и непрямого действия с управляющим устройством. Небольшие электромагнитные вентили обычно прямого действия (рис. 17-42), а боль-

шие вентили имеют управляющее устройство (рис. 17-43). В вентиле прямого действия шток, закрепленный на якоре, непосредственно воздействует на главный клапан вентиля. В вентиле с управляющим устройством якорь является частью управляющего клапана, а не главного. При подводе напряжения якорь втягивается в катушку и управляющий клапан открывается. Отверстие в главном поршне соединяет полость над ним с выходным патрубком вентиля. Под действием создавшейся разности давлений поршень перемещается вверх, главный клапан вентиля открывается. Когда катушка обесточивается, якорь выходит из катушки и управляющий клапан закрывается. Давление над главным поршнем начинает повышаться, поршень опускается и закрывает главный клапан вентиля.

Электромагнитный вентиль всегда монтируют в вертикальном положении с расположением катушки вверху, кроме случаев, когда вентиль специально сконструирован для горизонтального монтажа.

Размер электромагнитного вентиля зависит от требуемого расхода среды, а не от диаметра трубопровода, на котором его монтируют. При выборе вентиля необходимо учитывать максимально допустимую разность давлений и перепад давления в вентиле.

Регуляторы на всасывающем трубопроводе

Эти регуляторы могут быть двух типов: регуляторы давления в испарителе и регуляторы давления всасывания. Регулятор давления в испарителе предназначен для предотвращения понижения давления и, следовательно, температуры кипения хладагента в испарителе ниже заданного минимального уровня независимо от того, насколько снижается давление во всасывающем трубопроводе при работе компрессора. Регуляторы давления в испарителе выпускают с дросселирующим действием (с плавным регулированием) или мгновенного двухпозиционного действия (полностью открыт или полностью закрыт). Регулятор мгновенного действия создает условия для автоматического оттаивания воздухоохладителей непосредственного охлаждения во время нерабочей части цикла, если температура в охлаждаемом помещении достаточно высока.

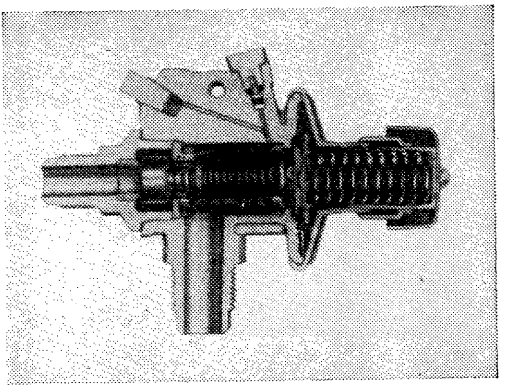


Рис. 17-44. Дроссельный регулятор давления в испарителе

Регулятор давления в испарителе с дросселирующим действием (рис. 17-44) никогда не закрывается полностью при работе компрессора. Если нагрузка на испаритель понижается и давление в нем опускается ниже заданного минимального уровня, то регулятор плавно срабатывает в направлении закрытия и дросселирует пар, всасываемый компрессором, поддерживая тем самым давление в испарителе выше заданного минимального уровня. При повышении нагрузки и давления в испарителе выше уставки регулятора последний плавно срабатывает в направлении открытия. При большой нагрузке регулятор полностью открыт.

Регулятор давления в испарителе можно применять в установке, в которой давление и температура в испарителе должны поддерживаться выше

заданного минимального уровня. Его широко используют в испарителях для охлаждения воды и рассола, чтобы предотвратить их замерзание при минимальной нагрузке. Регуляторы распространены также в воздухоохладителях, в которых для соответствующего регулирования влажности должен быть обеспечен минимальный уровень температуры кипения хладагента. В многоиспарительных системах, где все испарители работают примерно при одинаковой температуре кипения, можно установить один регулятор на всасывающем трубопроводе для регулирования давления во всех аппаратах. Если к одному компрессору присоединено несколько испарителей, работающих при различных температурах кипения, то на всасывающем трубопроводе каждого высокотемпературного испарителя необходимо установить отдельный регулятор давления (см. с. 462—464) для предотвращения понижения давления ниже заданного уровня.

На больших установках регуляторы давления в испарителе имеют управляющее устройство. Регулятор, показанный на рис. 17-45, предназначен для работы со встроенным или внешним управляющим устройством. При наличии встроенного управляющего устройства регулятор работает аналогично электромагнитному вентилю с управляющим устройством, описанному выше. Регулятор с внешним управляющим устройством работает подобно регулятору подачи жидкости с управляющим устройством, описанному ранее.

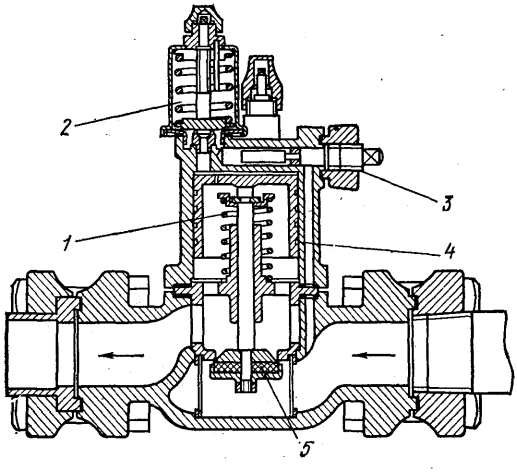


Рис. 17-45. Дроссельный пилотный регулятор давления в испарителе:

1 — главная пружина; *2* — встроенный пилот; *3* — штуцер для присоединения линии от внешнего пилота; *4* — основной поршень; *5* — основной клапан

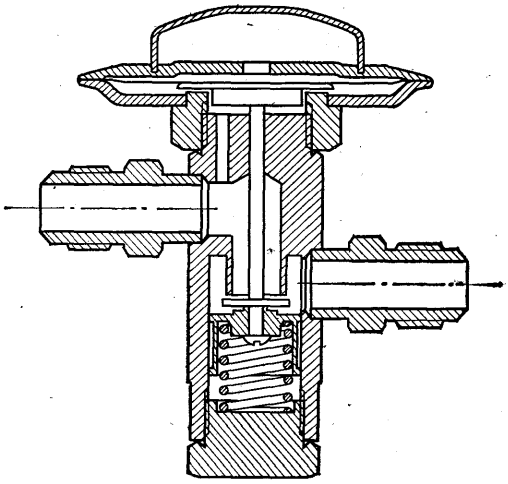


Рис. 17-46. Регулятор давления в картере

Функция регулятора давления всасывания (рис. 17-46), который иногда называется регулятором давления в картере, заключается в ограничении давления всасывания на входе в компрессор до заданного максимального уровня независимо от повышения давления в испарителе при увеличении нагрузки. Регулятор давления всасывания предназначен для защиты привода компрессора от перегрузки, когда давление в испарителе выше нормального.

Регуляторы давления всасывания рекомендуется применять на любой установке, в которой требуется

защита электродвигателя вследствие высокой пусковой нагрузки, колебаний давления всасывания, высокого давления всасывания, вызванного оттаиванием горячим паром хладагента или работой в режиме теплового насоса, длительной работы при повышенном давлении всасывания.

Большие регуляторы давления всасывания, как и регуляторы давления в испарителе, имеют управляющее устройство.

Глава 18
КОНСТРУКЦИИ КОМПРЕССОРОВ И ИХ СМАЗКА

ТИПЫ КОМПРЕССОРОВ

В холодильной технике применяют три типа компрессоров: поршневые, ротационные, центробежные. В поршневых и ротационных компрессорах сжатие пара осуществляется механически, посредством сжимающего элемента. В поршневом компрессоре таким элементом является поршень, совершающий возвратно-поступательное движение, а в ротационном компрессоре — катящийся ротор и пластина. В центробежном компрессоре нет сжимающего элемента, и пар сжимается под действием центробежной силы, создаваемой при вращении рабочего колеса с высокой частотой.

Все три типа компрессоров имеют определенные преимущества в области их применения. Тип применяемого компрессора зависит в основном от размера и назначения установки, а также хладагента.

Поршневые компрессоры

Поршневой компрессор — это самый распространенный тип компрессора, который применяется во всех областях холодильной техники. Он работает на хладагентах, требующих относительно небольшого объема цилиндров и конденсирующихся при высоком давлении. Поршневые компрессоры чаще всего работают на хладагентах R12, R22, R500, R502 и R717 (аммиаке).

Вследствие ограниченного диаметра отверстия в клапане поршневые компрессоры не могут работать экономично с хладагентами низкого давления, для которых нужна большая объемная производительность на единицу холодопроизводительности. Компрессоры этого типа работают оптимально в системах, в которых давление в испарителе выше атмосферного, однако они успешно применяются и в низкотемпературных установках.

Поршневые компрессоры выпускаются с диапазоном потребляемой мощности от 90 Вт (в небольших бытовых агрегатах) до 1000 кВт и более в больших промышленных установках. Широкое распространение поршневых компрессоров в холодильной технике обусловлено экономичностью их изготовления, длительным сроком службы и высоким КПД в широком диапазоне рабочих условий.

Поршневые компрессоры могут быть простого и двойного действия. В компрессорах простого действия сжатие пара происходит только по одну сторону поршня, а в компрессорах двойного действия пар сжимается попеременно по обе стороны поршня, т. е. дважды за один оборот коленчатого вала.

Компрессор простого действия обычно бескрейцкопфного типа, в котором поршень приводится в действие шатуном, соединенным с коленчатым валом. Шатун и коленчатый вал распо-

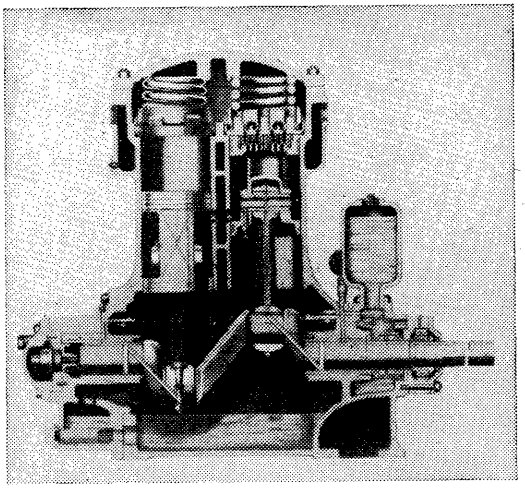


Рис. 18-1. Вертикальный компрессор простого действия

ложены в герметичном картере (рис. 18-1). В компрессоре двойного действия картер обычно открытого типа, изолирован от хладагента, имеющегося в системе. В данном случае поршень приводится в действие штоком, соединенным с крейцкопфом, который в свою очередь приводится в действие шатуном, соединенным с коленчатым валом (рис. 18-2).

Непрактично использовать компрессор двойного действия в установках небольшого размера из-за сложности его конструкции. Поэтому компрессоры этого типа нашли распространение только в больших промышленных установках. Стоимость компрессора двойного действия значительно выше стоимости компрессора простого действия, но он более доступен для обслуживания, так как его картер изолирован от хладагента в системе. Основной недостаток компрессора этого типа заключается в том, что уплотнение штока подверга-

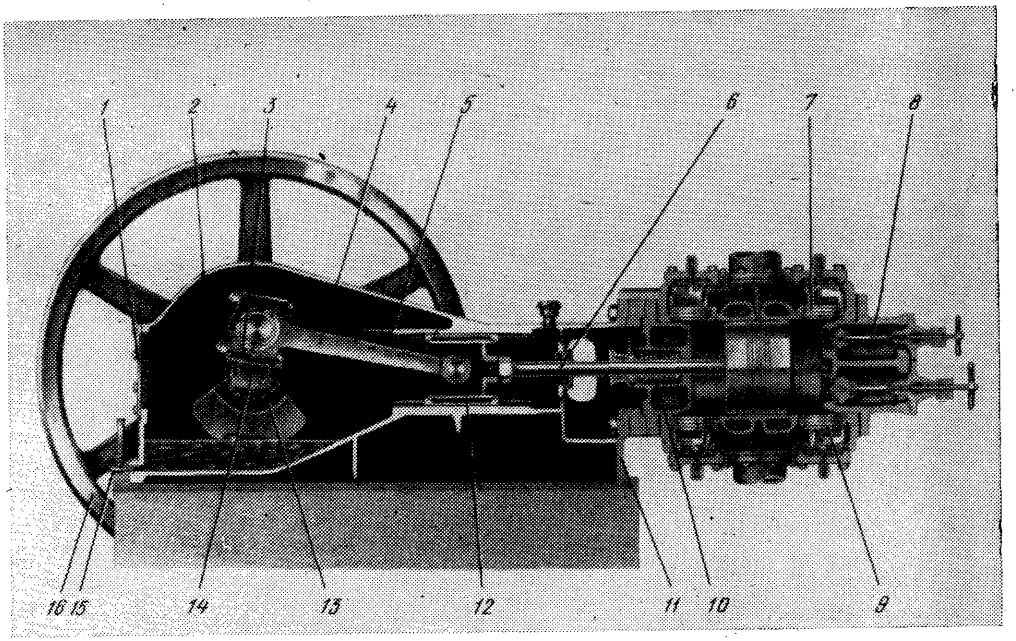


Рис. 18-2. Горизонтальный компрессор двойного действия:

1 — крышка смотрового люка; *2* — маслонепроницаемый картер; *3* — коленчатый вал; *4* — кованый стальной шатун; *5* — палец и направляющая крейцкопфа; *6* — шток; *7* — всасывающий клапан; *8* — дополнительное мертвое пространство в задней крышке; *9* — нагнетательный клапан; *10* — сальник штока; *11* — рама; *12* — крейцкопф; *13* — противовес; *14* — коленчатый вал; *15* — масляный манометр; *16* — маховик

ется попеременному воздействию давления всасывания и нагнетания, а сальник коленчатого вала в компрессоре простого действия испытывает только воздействие давления всасывания. Это серьезный недостаток, так как намного сложнее поддерживать герметичность уплотнения штока, совершающего возвратно-поступательное движение в компрессоре двойного действия, чем герметичность уплотнения вращающегося вала в компрессоре простого действия.

Поршневые компрессоры простого действия отличаются большим разнообразием конструкций в зависимости от назначения. Как указывалось ранее, они классифицируются на сальниковые, герметичные и бессальниковые (см. с.88). Все поршневые компрессоры, работающие на аммиаке, сальникового типа, а работающие на галоидзамещенных хладагентах чаще всего герметичного или бессальникового типа, в особенности компрессоры малой и средней производительности.

Производительность компрессора зависит от количества и расположения цилиндров, типа поршней, типа и расположения клапанов, частоты вращения коленчатого вала и скорости хода поршня, диаметра цилиндра и длины хода поршня, типа коленчатого вала, способа смазки и др.

Цилиндры

Количество цилиндров в компрессоре может быть от одного до шестнадцати. В многоцилиндровых компрессорах цилиндры расположены параллельно, радиально или под углом друг к другу (V- или W-образные.) В двух- или трехцилиндровых компрессорах цилиндры обычно расположены параллельно. В компрессорах с четырьмя или бо́льшим количеством цилиндров применяют V-, W-образное или радиальное расположение цилиндров. Преимущество параллельного расположения цилиндров заключается в возможности применения одной клапанной плиты, а V-, W-образное и радиальное расположение цилиндров обеспечивают лучшее динамическое равновесие, а также позволяет уменьшить габаритные размеры компрессора.

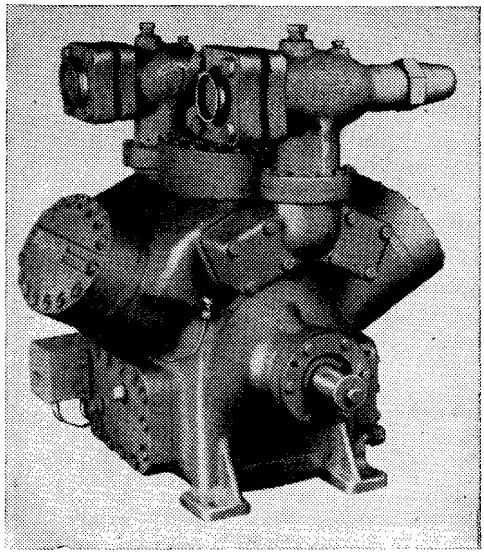


Рис. 18-3. Современный сальниковый компрессор с непосредственным приводом и W-образным расположением цилиндров

На рис. 18-3 представлен современный сальниковый компрессор с непосредственным приводом и W-образным расположением цилиндров.

Цилиндры компрессора обычно изготовляют из мелкозернистого чугуна, который легко подвергается машинной обработке без деформации. Цилиндры и картер малых компрессоров часто отливают в виде одного узла, что позволяет осуществлять очень точное центрирование рабочих частей. Цилиндры и картер больших компрессоров отливают раздельно и соединяют с помощью фланцев и болтов.

Цилиндры больших компрессоров обычно снабжены взаимозаменяемыми гильзами.

В малых компрессорах цилиндры и их крышки оборудованы литыми ребрами для улучшения охлаждения, а цилиндры больших компрессоров часто заключены для этой цели в водяные рубашки.

Поршни

В холодильных компрессорах применяют поршни двух распространенных типов: автомобильные и тронковые. Тип поршня зависит в основном от способа всасывания пара и расположения всасывающих клапанов. Автомобильные поршни используют в том случае, когда пар хладагента поступает в цилиндр через всасывающие клапаны, расположенные в крышке цилиндра (клапанной плите), как показано на рис. 18-4. Тронковые поршни применяют, как правило, в компрессорах средней и большой производительности. Пар хладагента проходит через отверстия в стенке цилиндра и на образующей поршня через всасывающие клапаны в его днище (см. рис. 18-1).

Обратите внимание, что в нижней части поршня имеется перегородка, которая изолирует полую часть поршня от картера.

Пленки масла на стенке цилиндра обычно достаточно для предотвращения перетечки пара через зазор между поршнем и цилиндром в малых компрессорах. По этой причине на поршнях диаметром менее 50 мм редко применяют кольца. Эти поршни обычно имеют канавки для облегчения смазки стенок цилиндра. Автомобильные поршни диаметром более 50 мм часто снабжены двумя компрессионными и одним маслосъемным кольцом, причем последнее иногда располагают у нижнего торца поршня.

Тронковый поршень имеет от одного до трех компрессионных колец у днища и одно или два маслосъемных кольца около нижнего торца поршня.

Поршни, как и кольца, изготовляют, как правило, из мелкозернистого чугуна. Применяют также алюминиевые поршни. Они чаще всего снабжены, по крайней мере, одним компрессионным кольцом.

Всасывающие и нагнетательные клапаны

Конструкция всасывающих и нагнетательных клапанов существенно влияет на факторы, определяющие коэффициент подачи и индикаторный КПД компрессора. Ниже показано, что конструкция клапана в большой степени определяет конструкцию компрессора.

Потери на трение (дросселирующий эффект) пара, протекающего через клапаны и каналы в компрессоре, зависят от скорости движения пара. Потери увеличиваются при повышении скорости движения пара. Для получения минимальных потерь от дросселирования клапан должен быть сконструирован таким образом, чтобы обеспечивалось его наибольшее открытие с наименьшим усилием. Клапаны располагают таким образом, чтобы пар через них и каналы компрессора перемещался прямоточно. Клапаны конструируют и располагают таким образом, чтобы не увеличить мертвый объем компрессора. Проходное сечение клапана должно быть достаточным для движения пара с максимальной скоростью. Максимально допустимая скорость пара — это такая скорость, за пределами которой увеличение эффекта дросселирования приводит к заметному уменьшению коэффициента подачи компрессора и значительному увеличению потребляемой мощности.

Клапаны должны быстро и плотно закрываться, чтобы обратная перетечка пара через клапаны была минимальной. Клапаны изготовляют из легких материалов и применяют в компрессорах с малым ходом поршня. Это обеспечивает их легкое открытие и быстрое закрытие. Они должны быть прочными,

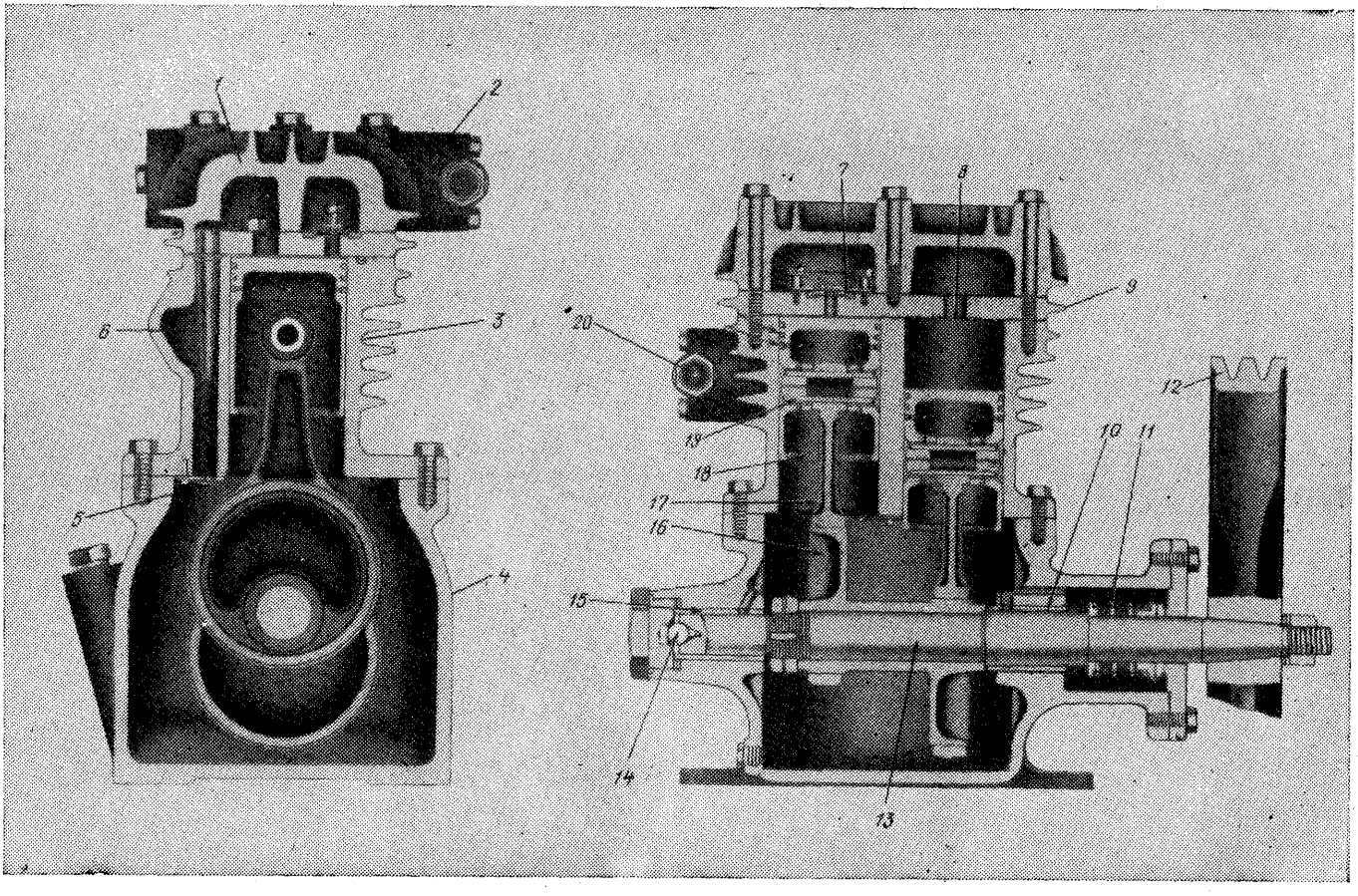


Рис. 18-4. Разрез двухцилиндрового холодильного компрессора с эксцентриковым валом:

1 — головка цилиндра; *2* — нагнетательный вентиль; *3* — цилиндр; *4* — картер; *5* — обратный клапан для масла; *6* — сетчатый фильтр; *7* — нагнетательный клапан; *8* — всасывающий клапан; *9* — клапанная плита; *10, 15* — подшипники; *11* — сальник вала; *12* — маховик; *13* — эксцентриковый вал; *14* — стальной шарик; *16* — двойной эксцентрик; *17* — шатун; *18* — поршень; *19* — поршневой палец; *20* — всасывающий вентиль

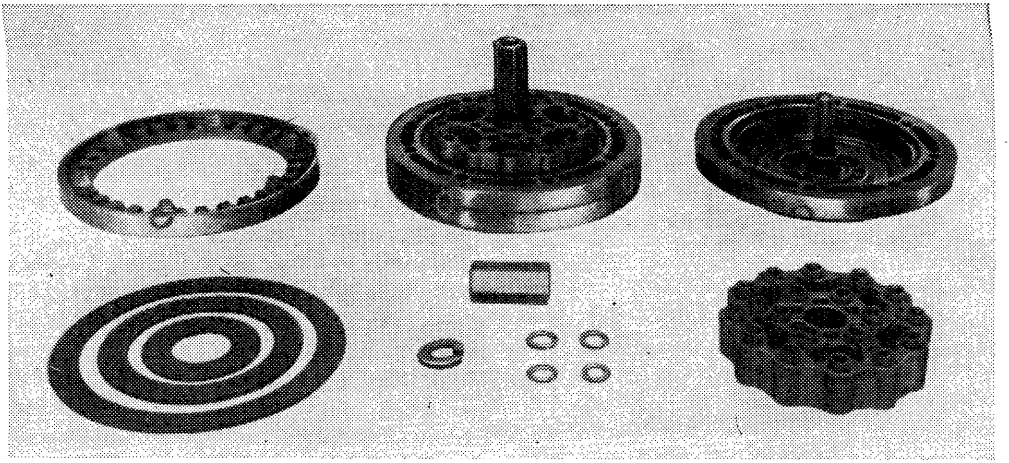


Рис. 18-5. Кольцевой клапан (внешняя кольцевая пластина — всасывающий клапан, два внутренних кольца образуют нагнетательный клапан)

бесшумными в работе в течение длительного срока.

Выпускают много модификаций клапанов, однако все клапаны, применяемые в холодильных компрессорах, можно разделить на три основных типа: шпиндельные, кольцевые, полосовые. Эти клапаны работают автоматически, т. е. открываются и закрываются в зависимости от давления в цилиндре. Большинство нагнетательных и некоторые всасывающие клапаны снабжены пружинами для облегчения быстрого закрытия.

Шпиндельные клапаны. Шпиндельный клапан подобен автомобильному, за исключением того, что его шток намного короче. Клапан заключен в корпус, который является одновременно седлом и направляющей стержня, а также держателем пружины. В конструкции клапана имеются пружина, амортизатор или устройство для демпфирования хода клапана. Кроме мелких различий, конструкция у всасывающего и нагнетательного шпиндельных клапанов в основном одинакова.

Шпиндельный клапан — один из первых типов клапанов и в настоящее время находит ограниченное применение только в некоторых типах тихоходных компрессоров. В быстроходных компрессорах вместо шпиндельного клапана используют кольцевой и полосовой клапаны, которые более приспособлены для высоких скоростей. Основное преимущество шпиндельного клапана заключается в том, что он может быть установлен заподлицо и не увеличивает поэтому мертвый объем цилиндра компрессора.

Кольцевые клапаны. Кольцевой клапан (рис. 18-5) состоит из седла, розетки, одной или большего количества кольцевых пластин, пружин и держателя. Кольцевые пластины прочно прижимаются к седлу пружинами, которые обеспечивают также быстрое закрытие клапана. Розетка-держатель предназначена для удержания пружин на месте и ограничения хода клапана.

Кольцевой клапан применяют в тихоходном и быстроходном компрессорах в качестве всасывающего или нагнетательного клапана. Когда всасывающий и нагнетательный клапаны расположены в крышке компрессора, они обычно заключены в один корпус. Например, на рис. 18-5 показано, что внешнее кольцо выполняет функцию всасываю-

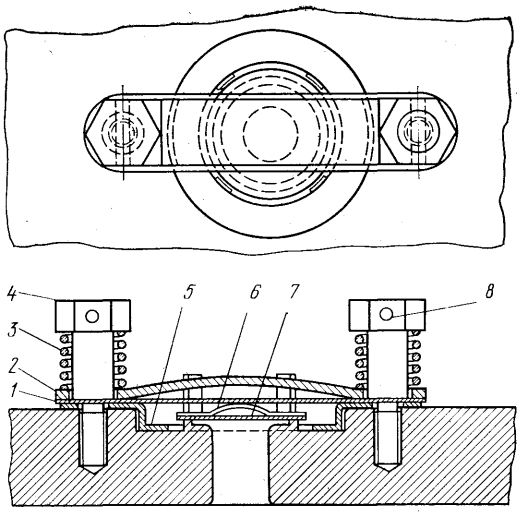


Рис. 18-6. Пятачковый нагнетательный клапан:

1 — плоская пружина клапана; *2* — держатель; *3* — спиральная пружина; *4* — винт; *5* — вставка клапана; *6* — тарелка; *7* — пятачковый пластинчатый клапан; *8* — отверстие под мягкую медную проволоку для фиксации винтов

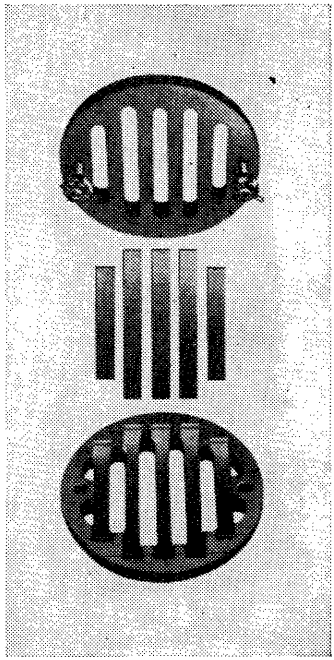


Рис. 18-7. Распространенная конструкция ленточного полосового клапана

щего клапана, а два меньших кольца работают в качестве нагнетательного клапана.

Модификацией кольцевого клапана является пятачковый клапан (рис. 18-6), который представляет собой тонкую пластину, удерживаемую на седле держателем.

Полосовые клапаны. Конструкции полосовых клапанов различаются в большей степени, чем конструкции шпиндельных и кольцевых клапанов. Ленточный клапан (рис. 18-7) — это распространенный тип полосового клапана, который применяют в компрессорах средней и большой производительности. Он состоит из седла, нескольких стальных полос и держателя. Гибкие металлические полосы расположены над щелями в седле и удерживаются держа-

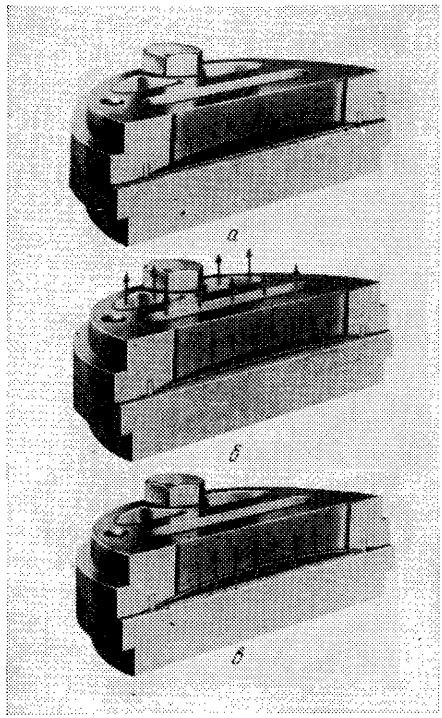


Рис. 18-8. Принцип действия ленточного полосового клапана:

а — клапан закрыт; *б* — клапан начинает открываться; *в* — клапан открыт полностью

телем. Схема работы полосового ленточного клапана изображена на рис. 18-8. Необходимо обратить внимание на то, что пластины клапана не закреплены жестко на концах и могут изгибаться под давлением. Основное преимущество полосового ленточного клапана заключается в том, что пластины имеют маленькую массу, легко открываются. В этом типе клапана можно создать достаточно большое проходное сечение, уменьшающее дросселирующий эффект до минимума.

Недостаток полосового клапана, который характерен также и для кольцевого клапана, заключается в том, что его нельзя монтировать заподлицо, как шпиндельный клапан, и он создает больший мертвый объем в цилиндре.

Широкое распространение в малых компрессорах получила конструкция лепесткового клапана. Лепестковый клапан представляет собой тонкую стальную пластину, которая жестко закреплена на одном конце, а противоположный свободный конец опирается на седло над отверстием клапана. Свободный конец пластины изгибается, закрывая или открывая отверстие клапана (рис. 18-9).

Конструкция полосового ленточного клапана показана на рис. 18-10. Пластина клапана удерживается над его отверстием подпружиненной рессорой, изогнутой в центре. Подпружиненная рессора является также предохранительным устройством для защиты компрессора от повреждения в случае попадания жидкого хладагента или масла в отверстие клапана. Клапан не имеет достаточного проходного сечения для прохода жидкости. Однако конструкция клапана, представленная на рис. 18-10, такова, что весь клапан поднимается, пропуская жидкость. При обычном давлении нагнетания натяжения пружины достаточно для жесткого ее прижатия к концам пластины.

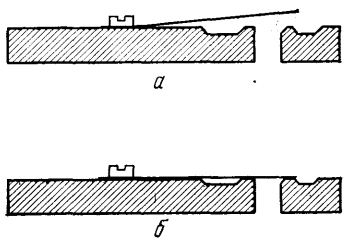


Рис. 18-9. Лепестковый пластинчатый клапан:
а — отверстие открыто; *б* — отверстие закрыто

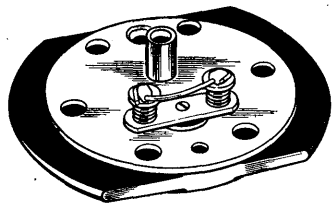


Рис. 18-10. Ленточный клапан

Мембранный клапан является распространенным типом пластинчатого клапана. Он состоит из гибкой металлической пластины, которая прижимается к седлу винтом или болтом, проходящим через ее центр. Пластина изгибается вверх или вниз, открывая или закрывая отверстия клапана. На рис. 18-11 представлен всасывающий клапан мембранного типа, который смонтирован в днище поршня.

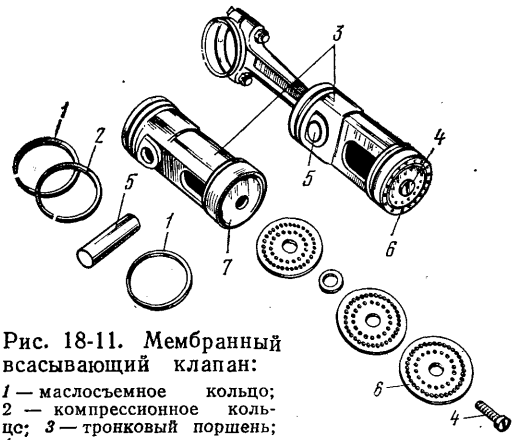


Рис. 18-11. Мембранный всасывающий клапан:
1 — маслосъемное кольцо; *2* — компрессионное кольцо; *3* — тронковый поршень; *4* — винт всасывающего клапана; *5* — поршневой палец; *6* — всасывающий клапан; *7* — отверстия в седле всасывающего клапана

Расположение клапанов. Как указывалось ранее, нагнетательные клапаны обычно располагают в крышке цилиндра, а всасывающие клапаны — в крышке цилиндра (в этом случае всасываемый пар поступает в цилиндр через крышку) или в днище поршня (всасываемый пар поступает в цилиндр сбоку). В больших компрессорах всасывающие клапаны размещают в поршне и всасываемый пар поступает через стенку цилиндра. Всасывающие клапаны смонтированы на клапанной плите цилиндра малых и средних компрессоров. В крышке цилиндра должна быть перегородка для разделения всасываемого и нагнетаемого пара, если в ней смонтированы оба клапана.

Большинство крупных компрессоров снабжены крышками безопасности, которые устанавливаются на цилиндре и удерживаются спиральной пружиной (см. рис. 18-1). Крышка безопасности прочно удерживается на месте пружиной при нормальном давлении нагнетания. Однако если в цилиндр поступает жидкость, то крышка безопасности поднимается из-за повышенного давления. Жидкость перетекает в крышку цилиндра, предотвращая тем самым повреждение компрессора. В малых компрессорах защита от влажного хода, как правило, обеспечивается буферным устройством нагнетательного клапана.

Клапаны и седла в больших компрессорах съемные, что позволяет их быстро заменить. В малых компрессорах всасывающий и нагнетательный клапаны смонтированы на клапанной плите, которая снимается и заменяется как один узел.

Частота вращения коленчатого вала и скорость движения поршня

В современном компрессоростроении имеется тенденция повышения частоты вращения вала в целях уменьшения размера и массы компрессора. Рабочий объем цилиндра определяется его диаметром, ходом поршня и частотой вращения. Увеличивая частоту вращения, можно пропорционально уменьшить диаметр цилиндра и сократить ход поршня без потери объемной производительности при условии, что коэффициент подачи компрессора остается без изменения.

Значения частоты вращения вала в диапазоне от 500 до 1750 об/мин довольно распространены, но некоторые компрессоры работают успешно при частоте вращения вала до 3500 об/мин. Максимальная частота вращения вала компрессора ограничивается в той или иной степени предельно допустимой скоростью движения поршня.

Теоретически нет ограничений скорости движения поршня. Однако практически максимальная скорость движения поршня составляет 4 м/с, причем ограничивающим фактором является проходное сечение клапана.

Клапаны имеют умеренные проходные сечения, так как очень трудно найти достаточно места в компрессоре для их размещения. Если скорость движения поршня будет более 4 м/с, то скорость движения пара хладагента через клапаны становится излишне высокой, в результате чего коэффициент подачи компрессора уменьшается, а расход мощности увеличивается.

Скорость движения поршня — это функция частоты вращения вала компрессора и хода поршня, выражаемая следующей зависимостью:

$$\omega = n/60S \cdot 2 \qquad (18\text{-}1)$$

где ω — скорость движения поршня, м/с; n — частота вращения коленчатого вала, об/мин; S — ход поршня, м.

Например, компрессор с ходом поршня 100 мм (0,1 м) и частотой вращения 1200 об/мин имеет скорость движения поршня:

$$\omega = (1200 \text{ об/мин}/60)\, 0{,}1 \text{ м} \cdot 2 = 4 \text{ м/с}.$$

Если повысить частоту вращения компрессора до 3600 об/мин при ско-

рости движения поршня 4 м/с, то ход поршня должен быть уменьшен:

$$S = 4 \text{ м/с} \cdot 60/(3600 \text{ об/мин} \cdot 2) = 0{,}0333 \text{ м } (33{,}3 \text{ мм}).$$

Очевидно, что максимальная частота вращения вала компрессора без превышения допустимой скорости движения поршня зависит от хода поршня. Чем короче ход поршня, тем выше максимально допустимая частота вращения вала. Это объясняется тем, что коэффициент подачи компрессора остается постоянным или незначительно увеличивается при повышении частоты вращения до определенной величины, после чего коэффициент подачи компрессора начинает уменьшаться, если частота вращения продолжает увеличиваться.

Диаметр цилиндра и ход поршня

Зависимость диаметра цилиндра от хода поршня неодинакова в компрессорах разной конструкции. Диаметр может быть меньше или больше хода поршня, однако высокооборотные компрессоры конструируются в настоящее время с большим диаметром цилиндров и коротким ходом поршня. Если всасывающий и нагнетательный клапаны расположены в крышке цилиндров, то требуется большой диаметр цилиндра для обеспечения достаточного проходного сечения клапанов. Ход поршня и частота вращения вала несколько ограничиваются максимально допустимой скоростью движения поршня. Поэтому единственным практическим средством увеличения рабочего объема цилиндра является увеличение его диаметра. Увеличение рабочего объема цилиндра из-за увеличения его диаметра не должно обязательно повысить скорость движения пара хладагента через клапаны компрессора, так как увеличение диаметра расширяет проходное сечение клапанов.

Величина перетечки пара в зазоре между цилиндром и поршнем увеличивается при большем отношении диаметра цилиндра к ходу поршня. Поэтому в хороших конструкциях диаметр цилиндра приблизительно равен 1,25 хода поршня.

Диапазон диаметров цилиндров может быть от 25 мм в компрессорах бытового холодильного оборудования до примерно 500 мм в компрессорах некоторых больших промышленных агрегатов.

Коленчатые валы, шатуны и подшипники

В больших компрессорах применяют коленчатые валы, которые изготовляют из ковкой стали или легированного чугуна. Шейки вала полированные и цементированные, в особенности при использовании латунных или алюминиевых подшипников. Шейка коленчатого вала имеет определенную конусность под маховик, который закреплен на коленчатом валу с помощью сегментной шпонки и контргайки. Обычно опорами коленчатого вала служат подшипники скольжения, но используют и подшипники качения (роликовые или шариковые). Подшипники скольжения изготовляют из бронзы, алюминия и баббита.

В малых компрессорах иногда применяют прямой стальной вал, на который насажен литой чугунный эксцентрик (см. рис. 18-4). Эксцентрик уравновешен и закреплен на валу стопорным винтом. Эксцентрик является опорной поверхностью шатуна.

Шатуны изготовляют из бронзы, алюминия, кованой стали или литого чугуна. Втулка под поршневой палец представляет собой подшипник скольжения. Ее изготовляют из бронзы и впрессовывают в шатун.

Сальник коленчатого вала

Место прохождения коленчатого вала через картер уплотнено сальником

для предотвращения утечки хладагента и масла из картера (или поступления воздуха в картер, когда давление в последнем ниже атмосферного). Один из самых старых, но все еще применяемых на некоторых больших аммиачных компрессорах способов уплотнения коленчатого вала заключается в использовании сальника с набивкой (см. рис. 18-2). Сальник представляет собой цилиндрический корпус, который отлит в качестве составной части картера, откуда выступает вал. В нем имеется отверстие, внутренний диаметр которого несколько больше диаметра коленчатого вала. Уплотнительные кольца смонтированы на валу и заполняют пространство между валом и корпусом сальника. Эта набивка удерживается на месте резьбовой гайкой, которая при затяжке сжимает кольца, которые плотно прижимаются к валу и корпусу, образуя между ними паронепроницаемое уплотнение. Кольца постепенно изнашиваются вследствие трения о вращающийся вал, и хладагент начинает просачиваться вокруг вала. При этом необходимо снова затянуть гайку для восстановления герметичного уплотнения. Сальниковые уплотнения с набивкой удовлетворительно работают на больших аммиачных установках, так как механик, постоянно их обслуживающий, может при необходимости осуществить затяжку, но это уплотнение непригодно в компрессорах, работающих в автоматическом режиме.

Уплотнение коленчатого вала компрессора в автоматическом оборудовании имеет устройство для саморегулирования, компенсирующее износ и изменение давления в картере. Когда вал вращается или находится в нерабочем состоянии, в нем не должно быть утечки хладагента и масла ни под давлением, ни под вакуумом. Уплотнение должно быть самосмазывающимся, иметь длительный срок службы и легко заменяться на месте эксплуатации. Существует ряд различных конструкций сальников, которые удовлетворяют этим требованиям и применяются в настоящее время. Довольно простая конструкция сальника коленчатого вала, которая находит все большее распространение, представлена на рис. 18-12. Сальник состоит из подпружиненной бронзовой или твердой графитовой уплотняющей передней части, которая удерживается на коленчатом валу с помощью синтетической резиновой прокладки. Пружина плотно поджимает переднюю часть сальника к полированному стальному торцу на крышке сальника. Масляная пленка между этими двумя гладкими поверхностями образует эффективное паронепроницаемое уплотнение. Обратите внимание, что уплотнение осуществляется в трех местах: в месте расположения резиновой прокладки между передней частью сальника и коленчатым валом, между передней частью сальника и торцом крышки, в месте расположения прокладки между крышкой сальника и корпусом картера.

В компрессоре, показанном на рис. 18-1, использован двойной сальник. Сальник полностью погружен в масло во время рабочей и нерабочей части цикла.

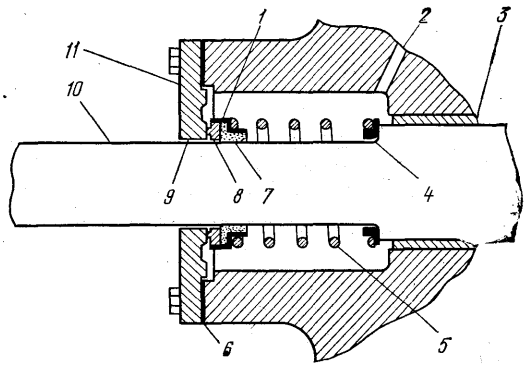


Рис. 18-12. Сальник коленчатого вала:
1 — металлическое стопорное кольцо; *2* — отверстие для масла; *3* — втулка; *4* — держатель пружины; *5* — пружина сальника; *6* — прокладка; *7* — синтетическая резиновая прокладка; *8* — передняя часть уплотнения; *9* — задняя часть уплотнения; *10* — коленчатый вал; *11* — крышка сальника

СМАЗОЧНЫЕ МАСЛА, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В КОМПРЕССОРЕ

В компрессоре применяют смазочное масло специального состава, которое часто взаимодействует и смешивается с хладагентом. Ниже приведены некоторые наиболее важные свойства масла, которые необходимо учитывать при его выборе: химическая стойкость, температуры застывания и помутнения, диэлектрическая прочность, вязкость. При оценке этих свойств масла для применения в том или другом компрессоре необходимо учитывать следующие факторы: тип и конструкцию компрессора, используемый хладагент, температуру кипения и температуру нагнетания хладагента.

Химическая стойкость

Важность химической стойкости определяется тем, что смазочное масло в течение длительного времени должно осуществлять непрерывную и эффективную смазку компрессора без изменения своего состава. Масло практически не заменяется в герметичных компрессорах со встроенным электродвигателем, т. е. оно работает в течение всего срока службы агрегата, который иногда продолжается 10 лет и более. Способность смазочного масла сохранять стойкость и сопротивляться распаду под действием высокой температуры особенно важна при выборе смазочного масла для герметичных агрегатов со встроенным электродвигателем, в которых имеет место высокая температура нагнетания.

Химическая стойкость масла тесно связана с количеством ненасыщенных углеводородов в нем. Чем меньше ненасыщенных углеводородов содержится в масле, тем выше его стойкость. В холодильной технике применяют высококачественное масло с очень низким содержанием ненасыщенных углеводородов. Эти масла обычно светлого цвета.

Температура застывания и помутнения

Температура застывания масла — это самая низкая температура, при которой масло обладает текучестью в определенных условиях. Из двух масел одинаковой вязкости одно из них может иметь более высокую температуру застывания, что обусловлено более высоким содержанием парафина. Температура застывания является важной характеристикой при выборе масла для низкотемпературных систем. Естественно, что температура застывания масла должна быть намного ниже минимальной температуры в испарителе. Если температура застывания масла слишком высока, то оно застывает на поверхности труб испарителя, в результате чего КПД этого аппарата понижается. Застывшее масло не возвращается в компрессор, и это может быть причиной недостаточной смазки последнего.

Все смазочные масла содержат некоторое количество парафина, который осаждается при соответствующем понижении температуры масла. Масло при этом становится мутным. Температура начала осаждения парафина называется температурой помутнения масла. Если температура помутнения масла слишком высока, то парафин осаждается из масла в испарителе и в регуляторе расхода хладагента. Небольшое количество парафина в испарителе оказывает незначительное отрицательное воздействие на этот аппарат. Однако небольшое количество парафина в регуляторе расхода хладагента вызывает прекращение его функционирования, а следовательно, и всей системы.

Температура помутнения масла в смеси с хладагентом — это температура, при которой парафин осаждается из смеси, состоящей из R12 (90%) и масла (10%) по объему. Применение хладагента, растворимого в масле, снижает вязкость последнего и влияет на его температуры застывания и помут-

нения. Поэтому если применяют хладагенты, растворимые в масле, то температура помутнения масла в смеси с хладагентом — это более важное свойство, чем температуры застывания и помутнения чистого масла.

Температура помутнения масла в смеси с хладагентом — мера относительной способности масла отделять парафин, в связи с чем она является важной характеристикой при выборе масла для работы с хладагентом при температурах кипения ниже —18°С. Если используют хладагент, который не смешивается с маслом, то температура помутнения масла в смеси не имеет никакого значения.

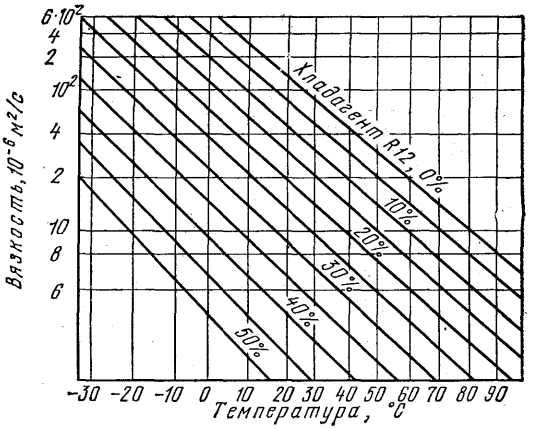


Рис. 18-13. Зависимость вязкости масла от температуры смеси хладагента R12 с маслом

Диэлектрическая прочность

Диэлектрическая прочность масла характеризует сопротивление масла электрическому току. Она выражается в величинах напряжения, требуемого для образования электрической дуги через зазор 2,5 мм между двумя полюсами, погруженными в масло. Влага, растворенные металлы или другие примеси в масле понижают его диэлектрическую прочность. Поэтому высокая электрическая прочность является признаком относительной чистоты масла. Это особенно важно для масел, используемых в герметичных агрегатах, так как масло с низкой диэлектрической прочностью способствует пробою на корпус или короткому замыканию обмоток электродвигателя.

Вязкость

В главе 16 указывалось, что вязкость — это сопротивление среды движению потока. Вязкость смазочного масла определяют как способность масла осуществлять смазку посредством образования защитной пленки между различными движущимися частями компрессора, разделяя и предотвращая их износ. Масло должно иметь определенную вязкость для нормальной смазки компрессора. Если масло имеет слишком низкую вязкость, то оно не будет разделять движущиеся части и масляная пленка не сможет предотвратить повышенный износ трущихся поверхностей. Масло применяют не только для смазывания деталей, но и в качестве уплотнения между сторонами низкого и высокого давления в компрессоре. Если вязкость масла слишком мала, то происходит протечка пара вокруг поршней (в поршневом компрессоре) или лопастей (в ротационном компрессоре). И наоборот, в случае слишком высокой вязкости масла увеличивается трение и потребляемая компрессором мощность. Кроме того, иногда высоковязкое масло может не обладать достаточной текучестью для проникновения между различными трущимися поверхностями, в частности когда допуски небольшие. Поэтому части компрессора смазываются недостаточно.

Вязкость смазочного масла обычно измеряют в 10^{-6} м²/с при 50 или 100°С.

Вязкость смазочного масла зависит от температуры. При понижении температуры его вязкость увеличивается. На рис. 18-13 показано влияние температуры на вязкость смазочного масла (верхняя кривая обозначает масло без

хладагента). Обратите внимание, что вязкость масла при 44°С равна 4×10^{-5} м²/г, но увеличивается до 4×10^{-4} м²/с, когда температура масла понижается до 7°С.

На рис. 18-13 показано также влияние растворения хладагента в смазочном масле на его вязкость. Например, чистое масло при температуре 44°С имеет вязкость примерно $4 \cdot 10^{-5}$ м²/с, при той же температуре вязкость масла, если в нем растворено 15% хладагента R12, составляет $1{,}2 \cdot 10^{-5}$ м²/с.

Очевидно, что при выборе масла необходимо учитывать диапазон рабочих температур и влияние растворения хладагента в масле. Во всех случаях необходимо следовать рекомендациям завода — изготовителя компрессора.

Способы смазки

Способы смазки компрессора различны и зависят от типа и размера компрессора. Однако можно выделить два наиболее распространенных способа смазки: смазка разбрызгиванием и принудительная смазка. Принудительную смазку иногда используют даже в очень малых компрессорах, однако, как правило, малые вертикальные герметичные компрессоры производительностью до 10 кВт смазываются разбрызгиванием масла. Компрессоры большего размера обычно смазываются принудительно. В некоторых компрессорах применяют комбинацию смазки разбрызгиванием и принудительной смазки.

При смазке разбрызгиванием картер компрессора заполняется маслом почти до нижнего края коренного подшипника. При каждом обороте коленчатого вала шатун и коленчатый вал (или эксцентрик) погружаются в масло, в результате чего оно разбрызгивается на стенки цилиндров, подшипники и другие трущиеся поверхности. Обычно в картере над главными подшипниками имеются небольшие полости для масла. В этих полостях собирается масло, которое стекает на главные подшипники и в полость сальника вала (см. рис. 18-4). В некоторых случаях в шатунах просверлены отверстия для подачи масла к втулкам верхней головки. На концах шатунов иногда имеются черпачки для интенсификации разбрызгивания или принудительной подачи масла через просверленные каналы.

Усовершенствованный способ смазки разбрызгиванием, иногда называемый смазкой погружением, предполагает наличие маслоотражательных колец, дисков, с которых масло стекает на подшипники коленчатого вала и подается через каналы к различным поверхностям трения (см. рис. 6-13). Этот способ наиболее приемлем для малых быстроходных компрессоров, в которых обычная система смазки разбрызгиванием может привести к избыточному уносу масла в систему из-за интенсивного его разбрызгивания в картере.

При принудительной смазке масло подается под давлением через трубки или просверленные отверстия в коленчатом валу и шатунах к различным поверхностям трения. После смазки масло стекает в картер компрессора. Масло циркулирует под давлением, создаваемым небольшим масляным насосом, расположенным обычно у торца коленчатого вала в картере компрессора (см. рис. 18-1). Большинство масляных насосов автоматически реверсируются, и поэтому смазка компрессора осуществляется при любом направлении вращения коленчатого вала. Если направление вращения вала имеет значение для обеспечения смазки, например в компрессоре, в котором имеются черпачки для разбрызгивания масла, то на маховик или картер обычно наносят указательную стрелку.

Масляные фильтры в основном устанавливают на входе в масляный насос для предотвращения попадания в него или в подшипники посторонних примесей. Масляные фильтры не всегда требуются, однако их необходимо уста-

навливать во всех системах принудительной смазки для предотвращения закупорки линий подачи масла вследствие накопления шлама или других осадков. Во всех системах принудительной смазки применяют предохранительное реле давления масла (см. главу 21).

В некоторых больших компрессорах цилиндры смазываются с помощью механических масленок, которые монтируют на картере компрессора. В этих случаях система смазки цилиндров полностью отделена от внутренней системы смазки под давлением.

Подшипники и крейцкопфы горизонтальных сальниковых компрессоров обычно смазываются разбрызгиванием (см. рис. 18-2). Масло из картера подается к крейцкопфу по желобам. Цилиндры и сальники штока смазываются с помощью механических масленок.

Жидкий хладагент в картере компрессора

Присутствие жидкого хладагента в картере компрессора всегда нежелательно. Во-первых, избыточное разжижение масла в картере жидким хладагентом может привести к неравномерной смазке частей компрессора. Самое главное, однако, это то, что жидкий хладагент в картере превращается в пар, вызывая пенообразование масла, в результате чего резко увеличивается количество масла, поступающего в нагнетательный трубопровод. При определенных условиях пенообразование может быть таким бурным, что из картера уносится все масло. Компрессор остается без смазки, и несжимаемая смесь жидкого хладагента с маслом поступает в цилиндры, вызывая тяжелые повреждения компрессора в виде поломанных клапанов и поршней, изогнутых или поломанных шатунов и валов. При значительном пенообразовании в компрессоре с принудительной смазкой масло часто подается неравномерно, так как масляный насос не может создать достаточного давления для подачи его к различным поверхностям трения.

Кроме того, парообразование жидкого хладагента в картере уменьшает производительность и КПД компрессора, так как образующийся пар отсасывается в цилиндр и замещает пар, который при нормальных условиях поступал бы из всасывающего трубопровода.

Поступление жидкого хладагента в картер обусловлено несколькими причинами:

неправильное применение или настройка регулятора расхода хладагента часто является причиной постоянного или прерывистого избыточного питания испарителя, в результате чего жидкий хладагент переливается из испарителя во всасывающий трубопровод и подается в картер компрессора. Как указывалось в главе 17, это происходит чаще всего при пуске. В любом случае это явление легко предотвратить или исправить, правильно применяя и настраивая регулятор расхода хладагента, а также правильно смонтировав всасывающий трубопровод;

жидкий хладагент может стекать под действием гравитации в картер компрессора из испарителя или всасывающего трубопровода во время нерабочей части цикла (вследствие неправильного проектирования или монтажа системы, в особенности испарителя и всасывающего трубопровода). Протечка в регуляторе расхода также способствует попаданию хладагента в картер. Это легко устраняется или предотвращается соответствующими мерами;

если температура в картере компрессора опускается ниже температуры в испарителе, то жидкий хладагент в испарителе выкипает и конденсируется в картере компрессора. Естественно, что это может происходить только во время нерабочей части цикла и только в том случае, когда температура окружающей среды вблизи картера может опуститься ниже температуры в испа-

рителе. Указанное явление происходит чаще всего зимой, если компрессор установки смонтирован на открытом воздухе, в подвале или в другом холодном месте. Для исправления данного недостатка необходимо поддерживать температуру в картере выше температуры насыщения хладагента, что осуществляется посредством размещения электронагревателя в картере или установки компрессора в более теплом месте. Другим решением является поддержание низкого давления в картере компрессора.

В связи с тем что смазочное масло поглощает пар хладагента, некоторое количество жидкого хладагента всегда растворено в смазочном масле. Это имеет место в любой системе, работающей на хладагенте, который растворяется в масле, так как обычно они находятся в контакте друг с другом. Количество хладагента, которое может раствориться в масле, находящемся в картере, зависит от следующих факторов: степени растворимости хладагента, давления пара хладагента, температуры смазочного масла и длительности контакта пара и масла при установившемся рабочем режиме.

На рис. 18-14 графически показана растворимость хладагента R12 в масле при различных температуре и давлении. Обратите внимание, что количество хладагента R12, которое может быть растворено в масле, значительно увеличивается при понижении температуры масла и повышении давления пара хладагента. Например, если температура масла 40°С, а давление пара хладагента 100 кПа, то максимальное количество R12 в смеси с маслом в картере равно приблизительно только 7% по массе. Однако если масло охлаждается до 25°С, а давление пара хладагента повышается до 400 кПа, то количество хладагента в смеси с маслом может достичь 40%. Другими словами, так называемое смазочное масло в картере

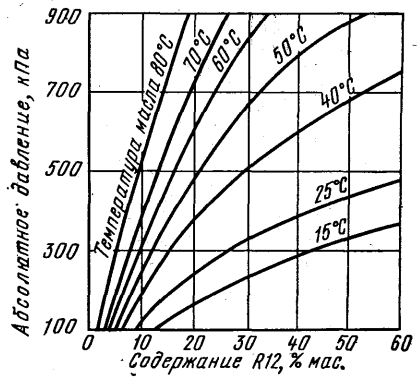


Рис. 18-14. Растворимость хладагента R12 в масле в зависимости от температуры и давления

на самом деле содержит 40% хладагента R12.

Практическое значение сказанного выше иллюстрируется следующим примером. Предположим, что во время нерабочей части цикла компрессора давление на стороне всасывания системы, работающей на R12, повышается до 330 кПа, а температура в картере опускается до 25°С. Если нерабочая часть цикла достаточно длительна для установления равновесия, то количество жидкого хладагента в смеси с маслом в картере приблизительно равно 30% по массе, как это видно на рис. 18-14. Теперь допустим, что компрессор включается, и давление в испарителе и картере немедленно понижается до 200 кПа. При этом более низком давлении максимальное количество хладагента, который может быть в смеси с маслом, равно только 15%. Поэтому в течение нескольких секунд примерно 50% хладагента (15% по массе от общего количества смеси) обязательно должно испариться из смеси. Естественно, что испарение такого количества хладагента из смеси в такое короткое время вызывает бурное пенообразование в масле, в результате чего значительное количество масла поступает из картера в цилиндр.

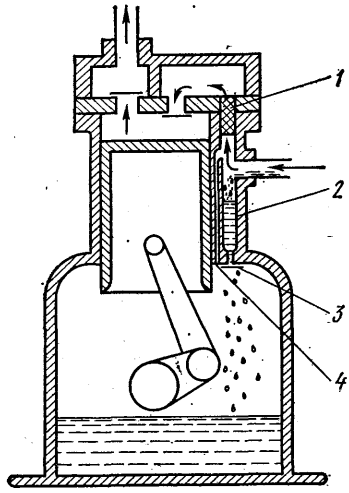


Рис. 18-15. Масляный обратный клапан:
1 — фильтр во всасывающем канале; *2* — полость для масла; *3* — обратный клапан; *4* — выпускное отверстие

Существует несколько способов уменьшения пенообразования масла и уноса масла из картера при пуске компрессора. Распространенным способом является монтаж обратного масляного клапана, который устанавливается под масляной полостью между всасывающим каналом компрессора и картером (рис. 18-15). При работе на хладагентах, смешивающихся с маслом, оно уносится в систему и обычно возвращается в компрессор вместе со всасываемым паром. Проходя через всасывающий патрубок, масло ударяется о стенку компрессора, отделяется от пара, который поступает в цилиндр. Отделенное масло стекает в картер через специальный масляный канал, который предназначен также для уравнивания давления в картере с давлением всасывания компрессора. Обратный клапан, монтируемый в масляном канале, предотвращает перепуск хладагента, имеющегося в картере, во всасывающий трубопровод. Этим предотвращается внезапное понижение давления в картере, которое является причиной пенообразования при пуске.

Однако масло не может стекать по каналу в картер, если давление в картере не понижено до давления всасывания. Вблизи обратного клапана (или в нем) делают небольшое спускное отверстие для медленного перепуска хладагента из картера во всасывающий канал после включения компрессора. Спускное отверстие необходимо также для перепуска пара из цилиндра обратно во всасывающий патрубок компрессора. Если пар не подается во всасывающий канал, то давление в картере повышается до такой величины, что не только предотвращает возврат масла в картер, но и вызывает значительное повышение мощности, потребляемой компрессором.

Во время нормального рабочего цикла давление в картере приблизительно равно давлению всасывания. Незначительное колебание давления всасывания при дросселировании в регуляторе расхода хладагента создает разность давлений для слива масла через обратный клапан в картер. Однако всасывающая полость компрессора должна быть достаточной величины для размещения в нем масла, которое возвращается в компрессор и не поступает в картер, пока давление в нем слишком высокое для слива масла.

Другой способ уменьшения пенообразования в масле при пуске, который находит широкое распространение в настоящее время, заключается в установке маломощного электронагревателя в картере компрессора. Нагреватель картера включается при выключении компрессора. Нагреватель поддерживает масло в картере в теплом состоянии во время нерабочей части цикла, и поэтому в масле может раствориться относительно небольшое количество хладагента.

Другой способ уменьшения пенообразования в масле при пуске компрессора заключается в поддержании низкого давления в картере. Низкое давление в картере ограничивает коли-

чество хладагента, поглощаемого маслом. Применение способа поддержания низкого давления в картере компрессора в отдельности или совместно с обратным масляным клапаном или с нагревателем картера очень эффективно для уменьшения пенообразования в масле.

РОТАЦИОННЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Ротационные компрессоры делятся на два типа: компрессоры с катящимся поршнем, ротационные пластинчатые компрессоры. В компрессорах с катящимся поршнем применяется цилиндрический стальной ротор, который вращается на эксцентриковом валу, смонтированном в цилиндре (рис. 18-16). Вследствие эксцентриситета вала ротор расположен эксцентрично относительно цилиндра и почти касается стенки цилиндра в точке минимального зазора. При вращении вала ротор перекатывается по стенке цилиндра в направлении вращения вала, находясь при этом в постоянном контакте со стенкой цилиндра. Внутренняя поверхность ротора движется относительно эксцентрикового вала в направлении, противоположном направлению вращения вала, как подшипник большой головки шатуна. Подпружиненная лопасть в щели стенки цилиндра постоянно и плотно прижимается к ротору. Лопасть входит и выходит из щели в цилиндре, постоянно следуя за ротором при перекатывании последнего по стенке цилиндра.

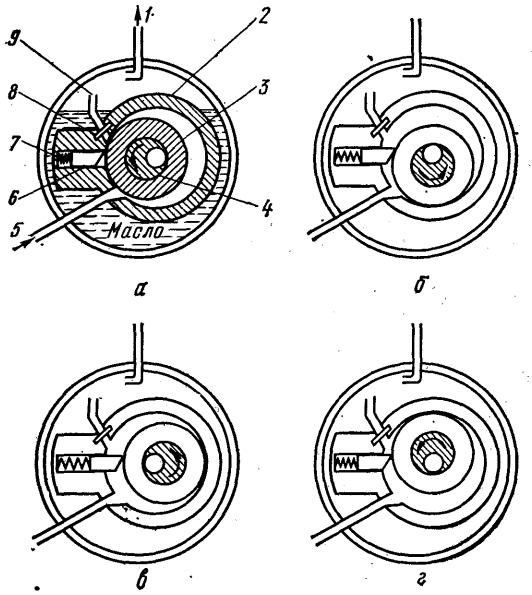


Рис. 18-16. Ротационный компрессор:
1, 9 — нагнетательные патрубки; *2* — цилиндр; *3* — ротор; *4* — вал; *5* — всасывающий патрубок; *6* — лопасть; *7* — пружина; *8* — нагнетательный клапан

Торцевые крышки цилиндра, закрывающие его с обеих сторон, выполняют одновременно функцию опоры эксцентрикового вала. Длина ротора и лопасти равна длине цилиндра, причем между ними и торцевыми крышками имеется только рабочий зазор. Всасывающее и нагнетательное отверстия расположены на противоположных сторонах в стенке цилиндра вблизи щели для лопасти. Пар непрерывно проходит через всасывающее и нагнетательное отверстия, за исключением того момента, когда ротор закрывает одно или другое отверстие. Всасываемый и нагнетаемый пар разделены в цилиндре точкой контакта между лопастью и ротором, с одной стороны, и ротором и стенкой цилиндра — с другой.

Расположение точки контакта ротора со стенкой цилиндра непрерывно меняется при обкатывании им цилиндра. В одной точке во время каждого цикла сжатия ротор закрывает нагнетательное отверстие, в результате чего в цилиндре находится только пар низкого давления. Цикл сжатия пара при различном положении ротора показан на рис. 18-16, *а*, *б*, *в*, *г*.

Весь узел цилиндра заключен в корпус и работает в состоянии полного погружения в масло. Обратите внимание, что пар высокого давления нагнетается в пространство над уровнем масла в корпусе, откуда поступает в нагнетательный трубопровод. Все поверх-

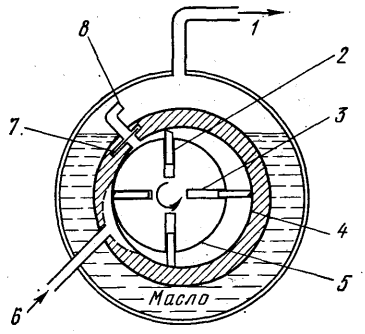


Рис. 18-17. Ротационный пластинчатый компрессор:

1 — нагнетательный патрубок; *2* — пластина ротора; *3* — щель в роторе; *4* — цилиндр; *5* — ротор; *6* — всасывающее отверстие; *7* — нагнетательный клапан; *8* — нагнетательное отверстие

ности трения в компрессоре, включая торцевые крышки, тщательно отполированы и плотно прилегают друг к другу. При работе компрессора масляная пленка образует уплотнение между зонами высокого и низкого давления. Однако, когда компрессор останавливается, масло из зазора между ротором и цилиндром выдавливается и давления в компрессоре уравниваются. На всасывающем или нагнетательном трубопроводе устанавливают обратный клапан для предотвращения возврата пара высокого давления через компрессор и всасывающий трубопровод в испаритель при выключении компрессора.

В ротационном пластинчатом компрессоре используется ряд вращающихся пластин, которые устанавливаются на равном расстоянии между собой на периферии в пазах ротора (рис. 18-17). Вал ротора монтируют эксцентрически в стальном цилиндре так, что ротор почти касается с одной стороны стенки цилиндра, причем в этой точке ротор и стенка цилиндра разделены только масляной пленкой. На противоположной от этой точки стороне зазор между ротором и стенкой цилиндра достигает максимальной величины. На концах цилиндра устанавливают торцевые крышки, запирающие цилиндр. При этом они служат для опоры вала ротора. Пластины радиально движутся вперед и назад в пазах ротора, следуя контуру стенки цилиндра при вращении ротора. Пластины плотно прижимаются к стенке цилиндра под действием центробежной силы, создаваемой вращающимся ротором. В некоторых случаях пластины подпружинены для более плотного прилегания к стенке цилиндра.

Пар, всасываемый в цилиндр через отверстие в стенке цилиндра, поступает в полость между соседними вращающимися пластинами. Пар сжимается при уменьшении объема полости в результате вращения пластин от точки с максимальным зазором между ротором и цилиндром до точки с минимальным зазором. Сжатый пар нагнетается из цилиндра через отверстие в его стенке вблизи точки с минимальным зазором. Максимальная степень сжатия для ротационного пластинчатого компрессора равна 7.

Как и в компрессоре с катящимся поршнем, ротационный пластинчатый компрессор также должен иметь обратный клапан во всасывающем или нагнетательном трубопроводе для предотвращения перетечки нагнетаемого пара обратно через компрессор и всасывающий трубопровод в испаритель при отключении компрессора.

Хотя ротационные компрессоры являются машинами с внутренней конструктивной степенью сжатия, они менее подвержены вибрации и в них почти нет пульсации нагнетаемого пара хладагента по сравнению с поршневыми компрессорами, вследствие вращательного движения ротора и более плавного и постоянного характера потока всасываемого и нагнетаемого пара. Как и поршневые, ротационные компрессоры имеют объемные потери и потери при сжатии из-за обратной перетечки пара в зазорах вследствие нагрева цилиндра и дросселирования. Однако, в связи с тем что мертвый объем и соответствую-

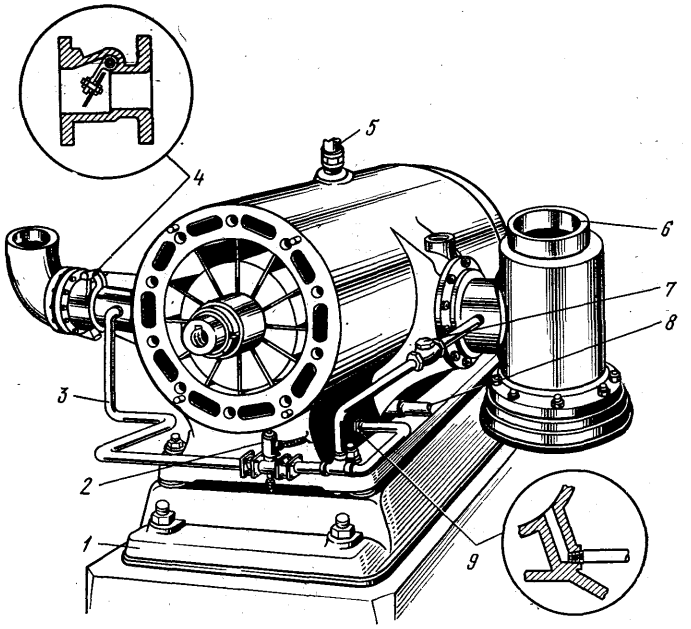


Рис. 18-18. Ротационный пластинчатый компрессор большой производительности:

1 — рама компрессора; *2* — автоматический вентиль для регулирования производительности; *3* — байпасная линия; *4* — обратный клапан нагнетаемого пара; *5* — выходное отверстие для масла в рубашке цилиндра; *6* — фильтр всасываемого пара; *7* — обратный клапан на уравнительной линии; *8* — входное отверстие для масла в рубашке цилиндра; *9* — расширительная полость кармана

щее повторное расширение пара из мертвого объема невелики, коэффициент подачи ротационных компрессоров относительно высок и имеет величину от 0,65 до 0,8 в зависимости от конструкции и рабочих условий.

Небольшие ротационные компрессоры с катящимся поршнем и ротационные пластинчатые компрессоры применялись в течение многих лет в домашних холодильниках и морозильниках, работающих на хладагентах R12 и R114. В последнее время в некоторых небольших агрегатированных кондиционерах используют ротационные компрессоры с катящимся поршнем потребляемой мощностью до 6 кВт.

Большие ротационные пластинчатые компрессоры (рис. 18-18) широко используются в качестве ступени низкого давления (бустер-компрессора) в многоступенчатых компрессионных холодильных установках, работающих на R12, R22 и аммиаке при температуре кипения хладагента до —87°С.

Эти компрессоры имеют масляную или водяную охлаждающую рубашку для предотвращения перегрева и повышения КПД компрессора. Одна фирма применяет для этой цели способ непосредственного охлаждения хладагентом R11.

Большие компрессоры обычно смазываются под давлением с помощью ротационного шестеренчатого насоса с непосредственным приводом от вала компрессора. В некоторых случаях масло охлаждается и подается в цилиндр для смазки и охлаждения пластин, а также для создания масляной пленки

на всех поверхностях трения. При этом не требуется охлаждения водяной рубашкой. Масло обычно охлаждается в маслоохладителе непосредственного охлаждения, хотя иногда применяют водогликолевые маслоохладители совместно с испарительными конденсаторами. Другим способом охлаждения компрессора является впрыск жидкого хладагента в цилиндр вблизи нагнетательного отверстия.

Производительность ротационного компрессора непосредственно зависит от частоты вращения вала. Регулирование производительности чаще всего осуществляется перепуском части пара низкого давления при самой низкой степени сжатия посредством байпасирования из полости между пластинами во всасывающий трубопровод.

ВИНТОВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Винтовой компрессор — это компрессор с внутренней конструктивной степенью сжатия. В нем сжатие пара хладагента осуществляется при зацеплении двух роторов в цилиндре, имеющем всасывающее и нагнетательное окна (рис. 18-19). Ведущий ротор является обычно приводным, по длине

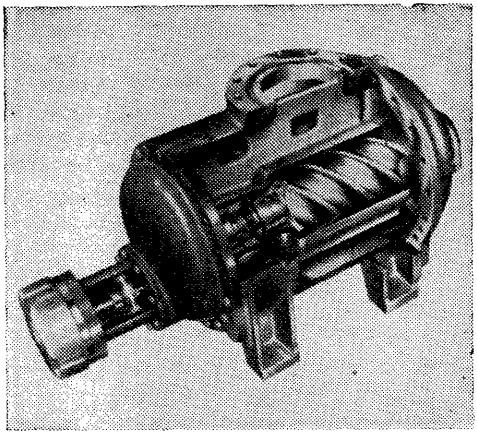


Рис. 18-19. Общий вид винтового компрессора

которого имеются выступы (обычно четыре). Они входят в зацепление с соответствующими впадинами (обычно их шесть) на ведомом роторе (рис. 18-20). При повороте роторов пар хладагента поступает через всасывающее окно и заполняет полость между выступом на ведущем роторе и впадиной на ведомом роторе. При дальнейшем вращении роторов пар запирается в полости между выступом и впадиной. Пар в этой полости движется в осевом и радиальном направлениях и сжимается за счет уменьшения замкнутого объема полости. Сжатие пара продолжается до тех пор, пока полость между выступом и впадиной не достигнет нагнетательного окна в цилиндре (рис. 18-21).

Из предыдущего очевидно, что винтовой компрессор — это компрессор с фиксированным отношением объемов, которое определяется внутренней конструкцией компрессора. Ранее указывалось, что машины с фиксированным отношением объемов работают наиболее эффективно (без избыточного или недостаточного сжатия). Изготовляют винтовые компрессоры с несколькими стандартизированными внутренними степенями сжатия. Для конкретного режима работы можно выбрать компрессор с таким внутренним отношением объемов, при котором потребляемая мощность минимальна.

Производительность компрессора регулируют посредством золотника, который расположен в корпусе компрессора под роторами и приводится в действие поршнем, размещенным в гидравлическом цилиндре (рис. 18-22). Поршень перемещается под действием масла, подаваемого масляным насосом, по одну или другую сторону поршня, в результате чего золотник перемещается. При этом осуществляются внутренняя рециркуляция пара и плавное бесступенчатое снижение производительности (в соответствии с потребностями системы) до 10% от расчетной с пропорциональным уменьшением по-

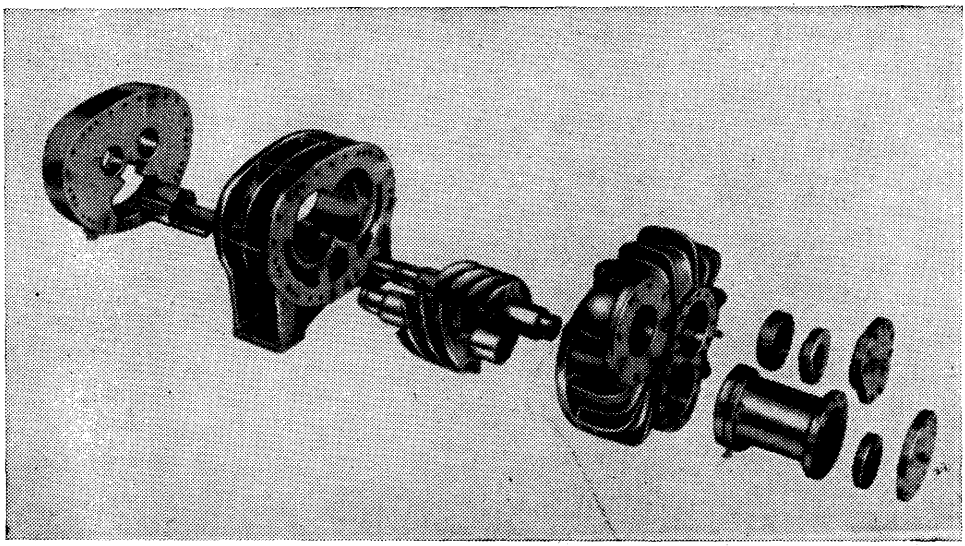


Рис. 18-20. Части винтового компрессора

требляемой мощности. Золотник обеспечивает также разгруженный пуск компрессора.

Система смазки состоит из внешнего масляного насоса, маслоотделителя, маслоохладителя, фильтров и предохранительного клапана. Холодильные винтовые компрессоры начали применяться в 60-х годах, когда был разработан способ впрыска масла в компрессор для поглощения теплоты сжатия. Как и в некоторых ротационных пластинчатых компрессорах, впрыск масла обеспечивает внутреннее охлаждение и предотвращает перегрев компрессора, причем масло уплотняет рабочие зазоры между роторами. Внутреннее охлаждение маслом поддерживает температуру нагнетания ниже 100°С независимо от степени сжатия. Поэтому винтовые компрессоры могут работать при степенях сжатия 25, в результате чего в низкотемпературных установках, в которых раньше применялось многоступенчатое сжатие, становится практичным использование одноступенчатого сжатия.

Крайне необходимо применять в агрегате эффективный маслоотделитель, так как относительно большое

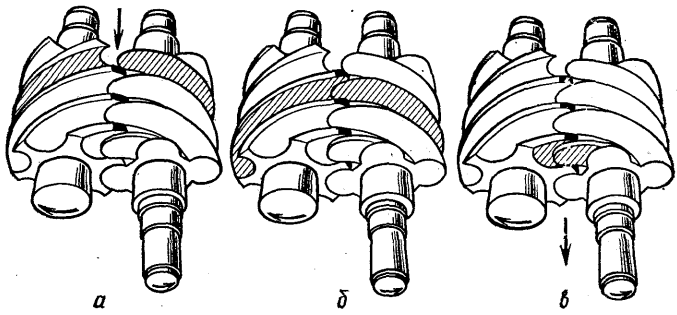


Рис. 18-21. Фазы движения пара хладагента в винтовом компрессоре: *а* — всасывание; *б* — сжатие; *в* — нагнетание

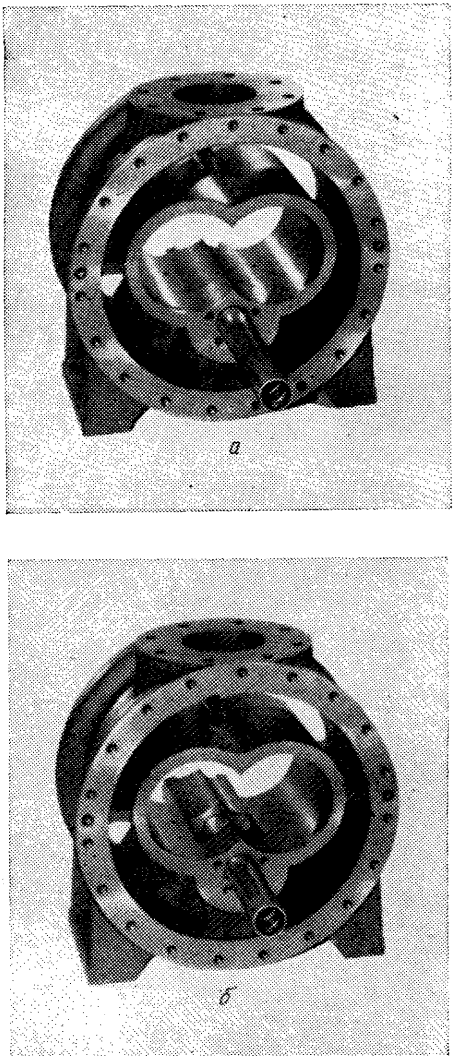


Рис. 18-22. Золотник в винтовом компрессоре:
а — закрыт; *б* — открыт

количество масла, впрыскиваемого в компрессор, уносится из него в потоке нагнетаемого пара. Масло стекает из отделителя в охладитель при температуре нагнетания. До повторного впрыска в компрессор масло должно быть охлаждено. Масло охлаждается в кожухотрубном теплообменнике водой, гликолем или хладагентом или при непосредственном впрыске хладагента в нагнетательный патрубок компрессора.

Винтовой компрессор работает на всех распространенных хладагентах и имеет высокий КПД в широком диапазоне степеней сжатия. Винтовой компрессор приобретает широкое распространение и находит все большее применение в промышленных холодильных установках и установках кондиционирования воздуха в диапазоне производительности от 175 кВт и выше из-за его простоты, универсальности, надежности и длительности срока службы.

На рис. 18-23 показан винтовой компрессорный агрегат, включая привод, маслоотделитель, масляный насос и маслоохладитель.

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Центробежный компрессор состоит из ряда рабочих колес, смонтированных на стальном валу в чугунном корпусе (рис. 18-24). Количество рабочих колес зависит в основном от величины термодинамического напора, который компрессор должен создать в процессе сжатия. Компрессоры с двумя, тремя и четырьмя колесами (ступенями сжатия) имеют широкое распространение. Большее количество колес (до двенадцати) применяется в том случае, если требуется очень большой напор.

На рис. 18-25 показано, что рабочее колесо центробежного компрессора состоит из основного и покрывного дисков, между которыми радиально установлены лопатки. Для предотвращения коррозии и эрозии лопатки рабочего колеса обычно изготовляют из нержавеющих или высокоуглеродистых сталей со свинцовым покрытием. Рабочие колеса, смонтированные на валу, показаны на рис. 18-26.

Принцип работы центробежного компрессора подобен принципу работы центробежного вентилятора или насоса.

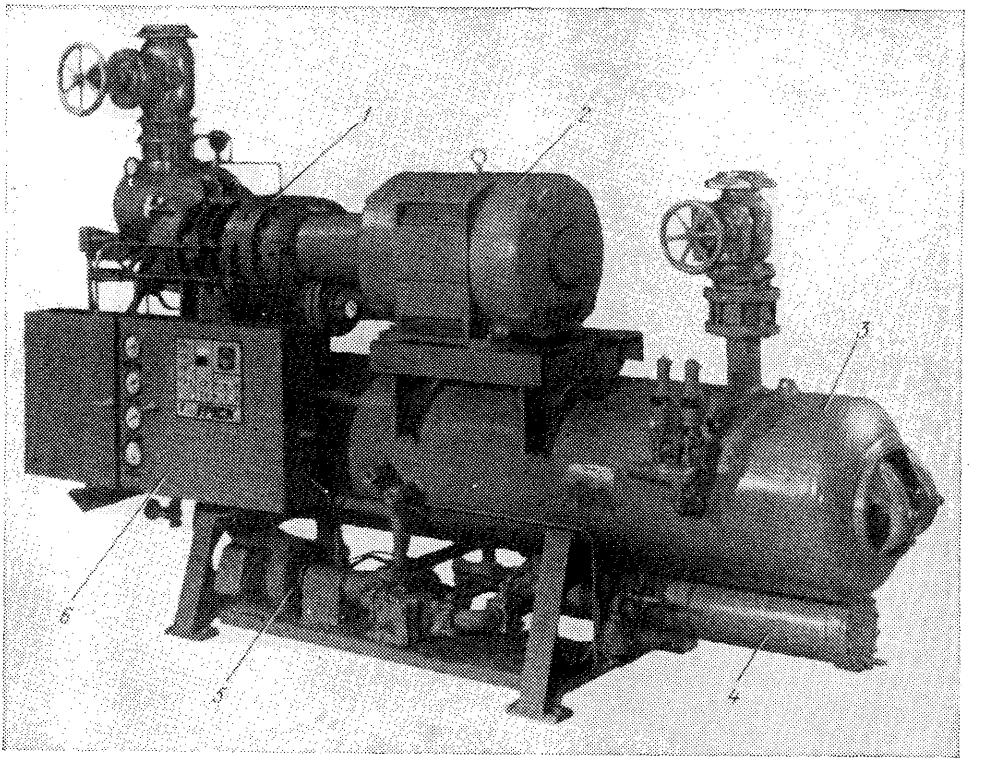


Рис. 18-23. Винтовой компрессорный агрегат:
1 — компрессор; *2* — электродвигатель; *3* — маслоотделитель; *4* — маслоохладитель; *5* — масляный насос; *6* — щит управления

Пар хладагента низкого давления с низкой скоростью подводится ко всасывающему патрубку компрессора и поступает вдоль оси вала ротора во входную полость вращающегося рабочего колеса. В рабочем колесе пар, увлекаемый лопатками, также приходит во вращение. Под действием центробежной силы, создаваемой вращающимся колесом, пар приобретает скорость и, следовательно, кинетическую энергию. Пар с высокой скоростью выбрасывается с периферии колеса в диффузор в корпусе. В диффузоре скорость движения пара понижается и его кинетическая энергия преобразуется в энергию давления (потенциальную). Сжатый пар через обратный направляющий аппарат подводится к рабочему колесу следующей ступени или, если это последняя ступень, то в камеру нагнетания, откуда он по нагнетательному трубопроводу подается в конденсатор. На рис. 18-27 показана схема потока хладагента через двухступенчатый центробежный компрессор.

Вращающиеся рабочие колеса являются единственными движущимися частями центробежного компрессора и источником энергии, передаваемой пару в процессе сжатия. Статический и динамический напоры пара увеличиваются на количество энергии, передаваемой рабочим колесом. Центробежная сила, которая воздействует на пар, находящийся между лопатками колеса и вращающийся вместе с ним, вызывает сжатие пара таким же

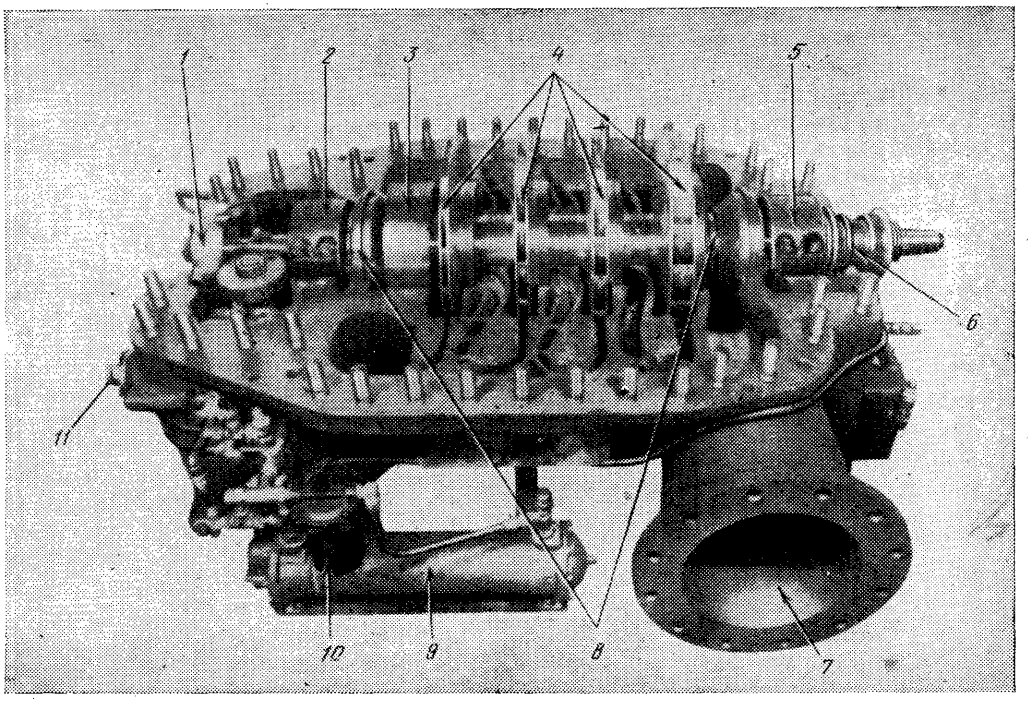


Рис. 18-24. Четырехступенчатый центробежный компрессор со снятой верхней половиной корпуса:

1 — упорный подшипник; *2, 5* — коренные подшипники; *3* — разгрузочный поршень; *4* — рабочие колеса; *6* — сальник вала; *7* — всасывающий патрубок; *8* — масляное лабиринтное уплотнение; *9* — маслоохладитель; *10* — масляный фильтр; *11* — регулирующий вентиль давления масла

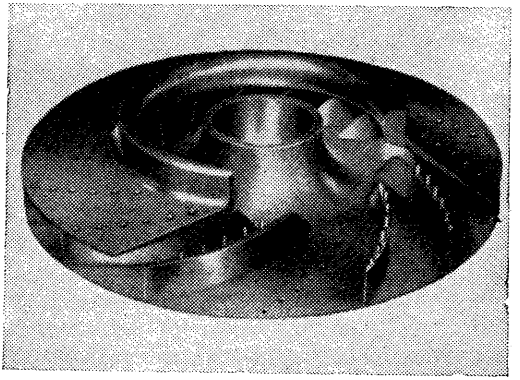


Рис. 18-25. Частичный разрез рабочего колеса центробежного компрессора

образом, как под действием силы тяжести верхние слои столба газа сжимают нижние слои (см. главу 15).

Кроме статического напора, который создается под действием центробежной силы, образуется также ди-

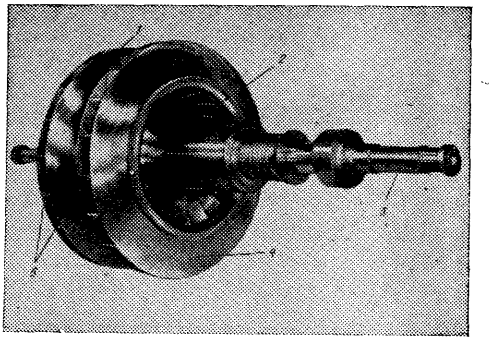


Рис. 18-26. Ротор двухступенчатого центробежного компрессора:

1 — рабочее колесо второй ступени; *2* — входная полость; *3* — вал; *4* — рабочее колесо первой ступени; *5* — кромки лопаток

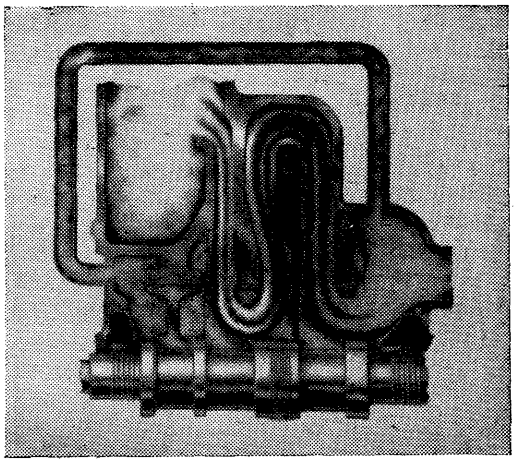


Рис. 18-27. Схема потока пара в центробежном компрессоре

намический напор в рабочем колесе из-за повышения скорости пара при его прохождении от входной полости к периферии колеса. При вращении массы пара хладагента рабочим колесом пар приобретает окружную скорость, которая близка окружной скорости колеса. Бóльшая часть динамического напора преобразуется в статический напор в диффузоре вокруг колес, и поэтому общее увеличение давления, создаваемое одним колесом, является суммой увеличения статического и динамического напоров пара.

Общий напор, который создается одним рабочим колесом, имеющим радиальные лопатки при небольшом диаметре входной полости, пропорционален квадрату окружной скорости на периферии колеса:

$$H = \omega^2/g, \qquad (18\text{-}2)$$

где H — общий напор, м; ω — окружная скорость на периферии колеса, м/с; g — ускорение свободного падения, м/с^2.

Давление пара, создаваемое в одном колесе, равно

$$p = Hg\rho = \omega^2\rho, \qquad (18\text{-}3)$$

где p — давление, Па; ρ — средняя плотность пара, кг/см^3.

Из предыдущего очевидно, что для хладагента данной плотности давление, создаваемое одним колесом, зависит только от окружной скорости лопастей колеса, причем эта окружная скорость в свою очередь пропорциональна частоте вращения вала ротора и диаметру рабочего колеса. Однако максимальная окружная скорость ограничена прочностью материалов и скоростью звука хладагента. Из этого следует, что величина давления, создаваемого одним рабочим колесом, также ограниченна. По этой причине и, как следствие, из-за небольшого температурного напора (разности между температурами парообразования и конденсации) одноступенчатые центробежные компрессоры (например, представленный на рис. 18-28) имеют относительно небольшое распространение. Можно утверждать, что для обеспечения требуемого повышения давления пара хладагента необходимо применять два или большее количество рабочих колес, в результате чего пар сжимается ступенчато при прохождении от одного колеса к другому. При-

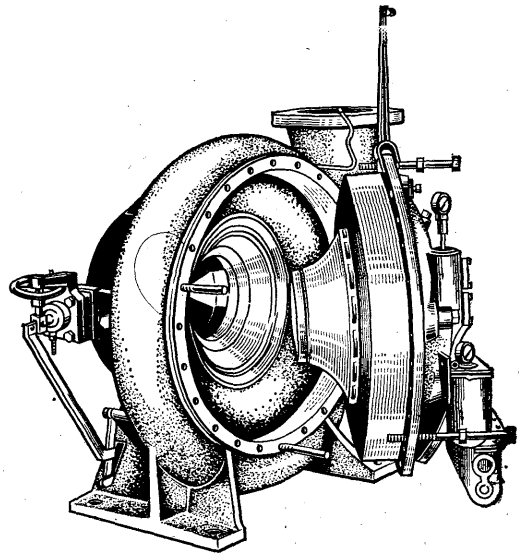


Рис. 18-28. Одноступенчатый центробежный компрессор

нимая, что пар имеет одинаковую скорость движения на входе и выходе из компрессора, общее повышение давления в компрессоре — это сумма повышений давления в отдельных колесах. Обратите внимание, что в компрессоре ширина колес постепенно сужается в направлении потока пара в целях компенсации уменьшенного объема пара в результате сжатия в предыдущем колесе или колесах (см. рис. 18-24).

Напор среды пропорционален расходу энергии на перемещение единицы массы среды, откуда следует, что напор, создаваемый компрессором в процессе сжатия пара хладагента, пропорционален работе, совершенной единицей массы сжатого пара. Величина напора, создаваемого компрессором, зависит от применяемого хладагента и разности между температурами насыщения всасываемого и нагнетаемого пара. Очевидно, что для данных рабочих условий напор, создаваемый компрессором, определяется диаметром, частотой вращения и количеством колес. Нецелесообразно применять центробежные компрессоры малой производительности из-за высокой частоты вращения и существенно меньшего КПД, чем у поршневых компрессоров.

Для обеспечения хорошей холодопроизводительности компрессора диаметр, ширина и другие размеры входной полости колеса должны иметь определенное соотношение. Ширина рабочего колеса должна уменьшаться при снижении объема обрабатываемого пара для обеспечения устойчивой работы компрессора. При слишком малой ширине колеса увеличиваются потери на трение и ухудшается производительность ступени. Для нормальной работы компрессора необходимо уменьшать диаметр и ширину последующих колес. Одновременно необходимо увеличивать частоту вращения и количество колес для поддержания требуемого напора. Поэтому практически размеры центробежного компрессора должны быть такими, чтобы в нем объемный расход потока всасываемого пара обеспечивался примерно равным 0,7 м³/с. Производительность при этом зависит от применяемого хладагента и рабочих условий. В настоящее время выпускают центробежные компрессоры производительностью от 125 до 35000 кВт.

Центробежные компрессоры — это высокоскоростные машины. Частота вращения вала компрессора 3000 — — 18000 об/мин, причем в отдельных случаях применяют намного более высокие частоты вращения. Центробежные компрессоры относительно небольшого размера могут отсасывать из испарителя большое количество пара. Поскольку они имеют большую объемную производительность при умеренной степени сжатия, целесообразно применять хладагент низкого давления.

Наиболее распространенными хладагентами, применяемыми в центробежных компрессорах, являются R11, R12, R113, R500 и аммиак. Низкая объемная холодопроизводительность R11 и R113 делает эти хладагенты идеальными для центробежных компрессоров в высокотемпературных установках. Их применение в таких установках позволяет обеспечивать небольшую холодопроизводительность. Однако если требуется большая холодопроизводительность при низкой расчетной температуре кипения, то обычно применяют малые центробежные компрессоры, работающие на хладагентах, которые имеют высокую объемную холодопроизводительность, например R12, R500 и аммиак. В любом случае центробежный компрессор должен быть сконструирован для работы на определенном хладагенте и для заданных рабочих условий.

Центробежные компрессоры имеют высокий КПД (примерно 70—80%). В некоторых случаях КПД значительно превосходит 80%. Потери КПД в центробежном компрессоре происходят

в основном вследствие необратимых изменений, обусловленных турбулентностью и трением потока хладагента.

Конструкция и смазка центробежного компрессора

Для получения максимального КПД компрессора преобразование динамического напора в статический в корпусе должно происходить постепенно и плавно, без заметного уменьшения общего напора. С этой целью в проходах корпуса устанавливают лопаточный диффузор, через который пар подается со стороны нагнетания одного колеса ко входу в следующее колесо. Лопатки диффузора изогнуты в направлении, противоположном выходу пара из рабочего колеса, и сконструированы таким образом (площадь сечения канала увеличивается в направлении потока пара), что уменьшение скорости движения пара хладагента и соответствующее повышение статического давления происходят постепенно и плавно при минимальной потере энергии. Если лопаточный диффузор не применяют, то скорости движения постепенно уменьшается, нагнетается пар непосредственно в спиральные каналы, которые направляют поток от одного колеса к другому. На рис. 18-29 показан центробежный компрессор с бездиффузорными улитками. В некоторых случаях в компрессоре применяют и диффузоры, и бездиффузорные улитки.

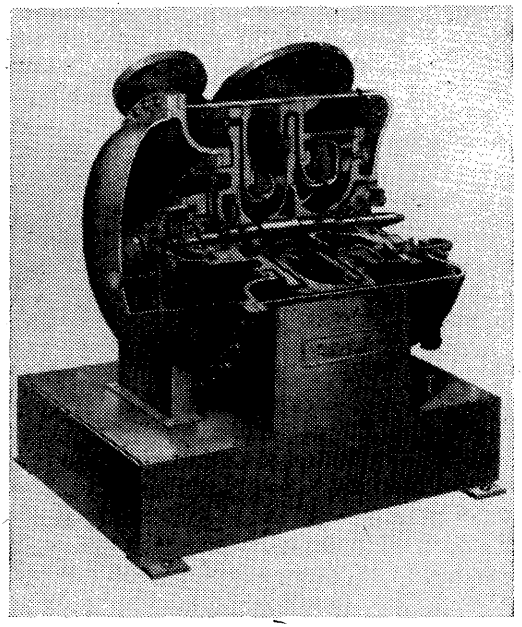


Рис. 18-29. Центробежный компрессор с бездиффузорными улитками

Обратная перетечка хладагента между несколькими колесами (ступенями) ограничивается до минимума посредством лабиринтных уплотнений. Лабиринтное уплотнение состоит из ряда тонких стальных гребней, закрепленных на роторе и соответствующих выступам и канавкам в перегородках корпуса (рис. 18-30). Лабиринт обеспечивает снижение давления пара хладагента при прохождении его через каждую зону, образуемую гребнями, которые уплотняют зазор между валом и корпусом. Скорость потока пара уве-

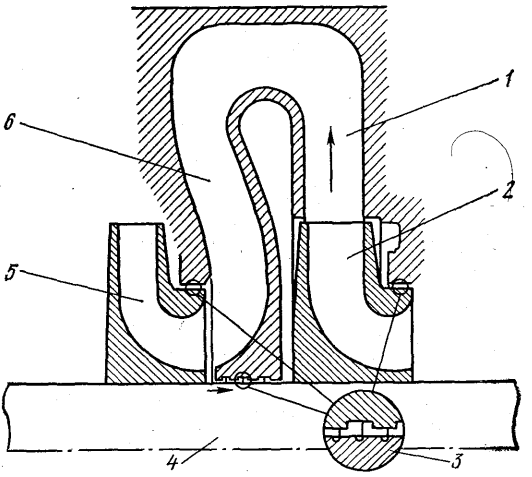


Рис. 18-30. Лабиринтное уплотнение между рабочими колесами:

1 — диффузор; *2* — рабочее колесо первой ступени; *3* — лабиринтные уплотнения между корпусом и ротором; *4* — вал; *5* — рабочее колесо второй ступени; *6* — обратный направляющий аппарат

личивается при понижении давления. Однако при входе в следующую камеру движущийся пар встречается с большим количеством неподвижного пара и скорость, приобретенная во время прохождения через лабиринт, снижается вследствие турбулизации пара. Протечка пара через лабиринтное уплотнение пропорциональна зазору между гребнями на валу и канавками в корпусе компрессора и зависит от количества образованных лабиринтных уплотнений.

Осевое давление ротора направлено в сторону всасывающего патрубка компрессора, так как давление пара на стороне нагнетания рабочих колес всегда больше давления пара на стороне всасывания. Для уравновешивания осевого давления ротора на валу обычно устанавливают разгрузочный поршень (думмис) со стороны нагнетания рабочего колеса высокой ступени (см. рис. 18-24). Этот поршень с лабиринтным уплотнением работает в качестве плавающей перегородки в конце нагнетательной полости. Давление на внешней стороне поршня уравнивается с давлением всасывания в колесе низкой ступени через уравнительную линию (см. рис. 18-27), а на внутреннюю сторону поршня воздействует давление нагнетания колеса высокой ступени. Если разгрузочный поршень выбран правильно, то разность давлений по обе его стороны будет уравновешивать давление, создаваемое ротором (рис. 18-31).

В трехступенчатом компрессоре, показанном на рис. 18-32, рабочие колеса расположены на валу таким образом, что осевое давление, создаваемое колесом третьей ступени, противодействует давлению, создаваемому колесами первой и второй ступеней. На выходе из колеса третьей ступени пар имеет максимальное давление, которое противодействует суммарному давлению на два других колеса.

Ротор опирается в корпусе на два радиальных коренных подшипника, расположенных на концах вала (см. рис. 18-24). Упорный подшипник на конце вала со стороны нагнетания воспринимает осевую нагрузку на ротор. Давление на ротор вдоль оси вала нейтрализуется тем или иным способом, и поэтому нагрузка на упорный подшипник обычно невелика. Как и в сальниковых поршневых и ротационных компрессорах, в месте выхода вала из корпуса компрессора вал ротора уплотнен сальником для предотвращения утечки хладагента из корпуса или натекания воздуха в корпус.

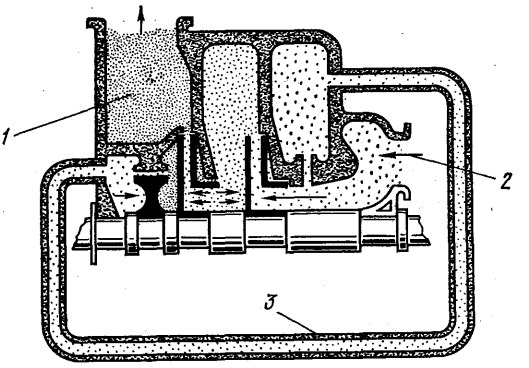


Рис. 18-31. Схема уравновешивания давлений в центробежном компрессоре:
1 — нагнетательный патрубок; *2* — всасывающий патрубок; *3* — внешняя уравнительная линия (стрелки указывают на равные давления, действующие на узел ротора)

Центробежный компрессор смазывается под давлением с помощью погружного масляного насоса с приводом непосредственно от вала ротора или масляного насоса, смонтированного снаружи, с электродвигателем и масляным резервуаром. Основными узлами компрессора, требующими смазки, являются два коренных подшипника, упорный подшипник и сальник вала. Эти узлы расположены таким образом, что они не вступают в непосредственный контакт с хладагентом при нормальной работе, в результате чего смазка упрощается, так как почти нет или полностью отсутствует загрязнение хладагента смазочным маслом. Протечка

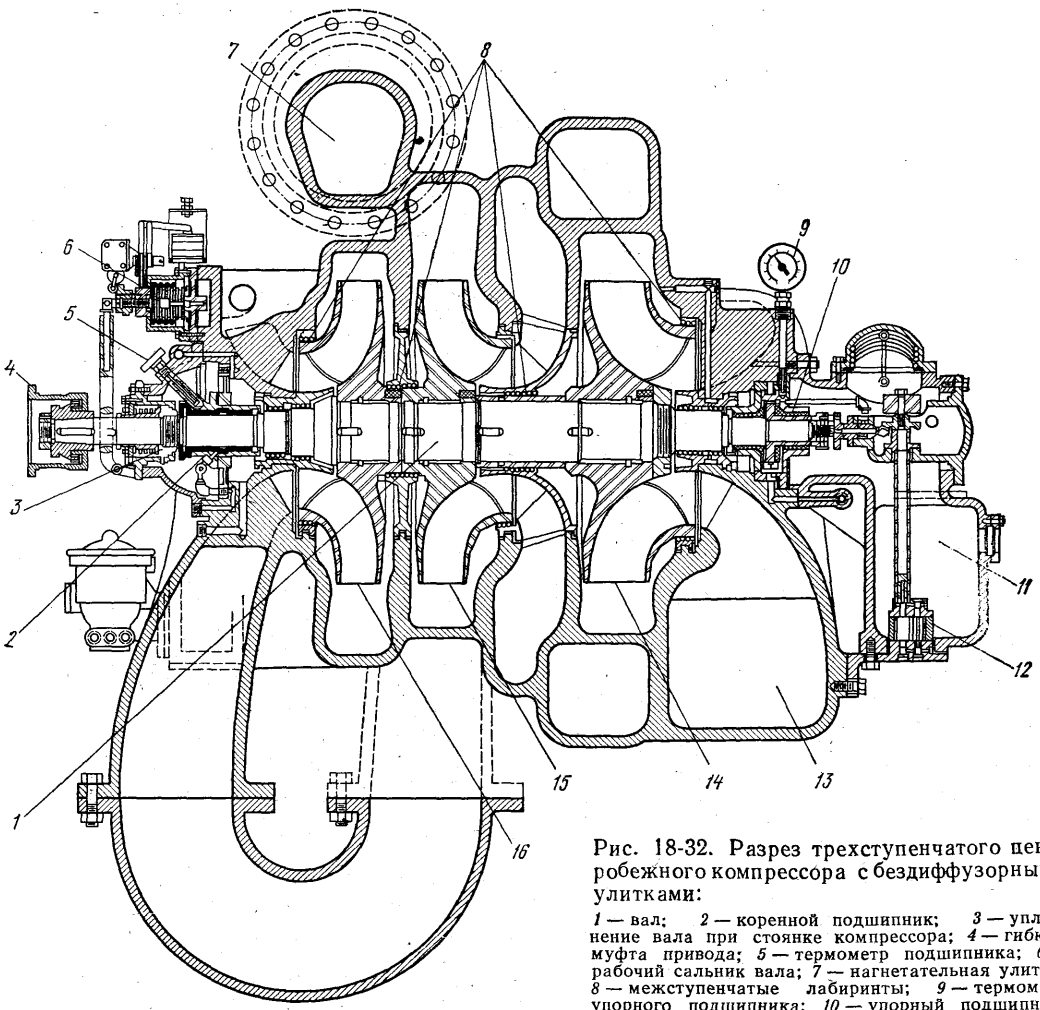


Рис. 18-32. Разрез трехступенчатого центробежного компрессора с бездиффузорными улитками:

1 — вал; *2* — коренной подшипник; *3* — уплотнение вала при стоянке компрессора; *4* — гибкая муфта привода; *5* — термометр подшипника; *6* — рабочий сальник вала; *7* — нагнетательная улитка; *8* — межступенчатые лабиринты; *9* — термометр упорного подшипника; *10* — упорный подшипник; *11* — резервуар для масла; *12* — главный масляный насос с непосредственным приводом; *13* — всасывающий патрубок компрессора; *14* — рабочее колесо первой ступени; *15* — рабочее колесо второй ступени; *16* — рабочее колесо третьей ступени

масла вдоль вала ротора от коренных подшипников в полость с хладагентом доводится до минимума с помощью масляных лабиринтных уплотнений, которые устанавливают на внутренней стороне каждого коренного подшипника (см. рис. 18-24). Масляные охладители применяют для стабилизации температуры масла. Маслоподогреватели обычно устанавливают в резервуаре с маслом для предотвращения избыточного разжижения масла хладагентом при остановке агрегата. Масляные фильтры имеются во всех центробежных компрессорах. Компрессоры с масляным насосом с приводом от вала компрессора должны быть снабжены дополнительным масляным насосом для создания соответствующего давления масла при пуске, а также в том случае, когда основ-

ной насос не обеспечивает нормальную смазку узлов компрессора.

Производительность центробежного компрессора

Кроме способности поддерживать относительно высокий КПД в широком диапазоне рабочих условий и большой объемной производительности центробежный компрессор имеет и некоторые другие преимущества. Главное — это относительно постоянная производительность по сравнению с изменяющейся производительностью компрессоров с внутренней конструктивной степенью сжатия. Эта особенность, а также исключительная чувствительность к изменениям частоты вращения значительно упрощает проблему регулирования производительности, что является определенным преимуществом центробежного компрессора по сравнению с поршневым в любой холодильной установке большой производительности, в которой температура кипения должна поддерживаться относительно постоянной независимо от нагрузки.

Производительность (в м³/с или кВт) центробежного компрессора, как и центробежного насоса или вентилятора, уменьшается с увеличением термодинамического напора. И наоборот, при уменьшении объемной подачи компрессора напор, им создаваемый, увеличивается. В связи с тем что максимальный напор, создаваемый компрессором, ограничивается окружной скоростью рабочих колес, минимальная производительность компрессора также ограниченна. Если нагрузка на испаритель очень низкая, меньше образуется пара хладагента, то создается термодинамический напор, превышающий максимальный при данной частоте вращения вала компрессора. Наступает неустойчивый режим работы компрессора (помпаж). Однако при соответствующем регулировании производительности нагрузка на центробежный компрессор может быть

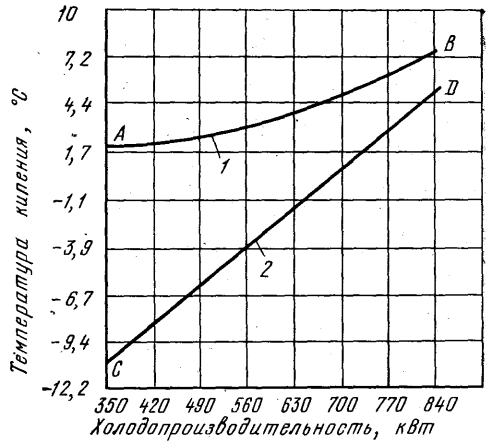


Рис. 18-33. Холодопроизводительность центробежного и поршневого компрессоров при постоянной температуре конденсации (38° С):

1 — центробежный компрессор; *2* — поршневой компрессор

снижена до 10% от расчетной без превышения предела, за которым наступает помпаж.

Производительность и потребляемая мощность центробежного компрессора, как и поршневого, зависят от температур кипения и конденсации хладагента, а также частоты вращения ротора. Производительность центробежного компрессора сравнивается на рис. 18-33—18-36 с производительностью поршневого компрессора. Тщательный анализ графиков показывает разницу в работе этих двух типов компрессоров.

Обратите внимание (рис. 18-33), что холодопроизводительность уменьшается с 844 до 352 кВт при снижении температуры кипения (t_0) хладагента на 5,5°С в испарителе машины, работающей с центробежным компрессором, и при снижении t_0 хладагента на 16°С в испарителе машины, работающей с поршневым компрессором. Таким образом, центробежный компрессор поддерживает постоянную температуру кипения в более широком диапазоне тепловых нагрузок, чем поршневой компрессор. Это важное

преимущество любой холодильной установки, в испарителе которой требуется поддерживать постоянную температуру кипения при изменяющихся рабочих условиях.

Интересно отметить, что диапазон работы центробежного компрессора ограничен величиной напора, при которой наступает помпаж. На рис. 18-33 показано, что температура кипения не опускается ниже определенного уровня, несмотря на уменьшение нагрузки. Дальнейшее снижение нагрузки на испаритель приводит к неустойчивому режиму работы компрессора, что вызывает повышение температуры кипения[1]. В холодильной машине с поршневым компрессором температура и давление кипения хладагента снижаются при уменьшении нагрузки на испаритель до тех пор, пока она не сбалансируется с производительностью компрессора.

На рис. 18-34 сравниваются производительности центробежного и поршневого компрессоров, работающих при постоянных частоте вращения и температуре кипения, но при изменяющейся температуре конденсации. Кривая *А—В* показывает, что происходит быстрое понижение производительности центробежного компрессора при повышении температуры конденсации. Эта характеристика делает возможным регулирование производительности центробеж-

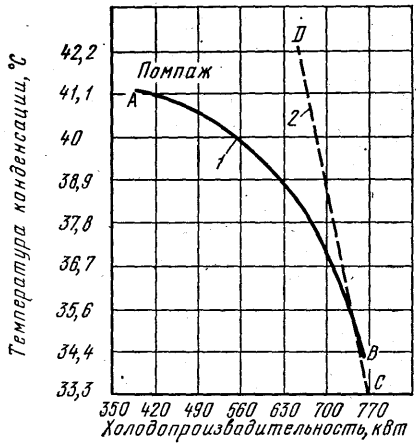


Рис. 18-34. Холодопроизводительность центробежного и поршневого компрессоров при неизменных частоте вращения и температуре кипения (4,4° С):
1 — центробежный компрессор; *2* — поршневой компрессор

ного компрессора посредством изменения количества и температуры воды, подаваемой в конденсатор. Производительность компрессора может быть понижена таким образом до производительности, характеризуемой точкой *А*. Дальнейшее повышение температуры конденсации приведет к тому, что компрессор при данной частоте вращения и производительности создаст напор, превышающий максимальную величину, в результате чего начнется помпаж.

Производительность поршневого компрессора при повышении температуры конденсации снижается меньше по сравнению со снижением производительности центробежного компрессора. Несмотря на повышение температуры конденсации, поршневой компрессор продолжает нормально работать.

На рис. 18-35 сравнивается мощность, потребляемая центробежным и поршневым компрессорами, при изменении температуры конденсации. Повышение температуры конденсации приводит к резкому снижению мощности, потребляемой центробежным компрессором, так как быстро уменьшается его

[1] Уменьшение производительности компрессора несколько ниже точки помпажа возможно при использовании байпасной линии, через которую часть пара перепускают с нагнетания на всасывание. Таким образом поддерживается объемная подача пара в компрессор выше расчетного предела. Можно также применить заслонку на всасывающем трубопроводе, которая дросселирует пар на входе в компрессор, понижая тем самым интенсивность потока хладагента и, следовательно, холодопроизводительность, поддерживая одновременно объемную подачу потока в компрессоре выше расчетного минимума. Как всегда, при использовании байпасной линии необходимо устранить перегрев байпасируемого пара для предотвращения перегрева компрессора.

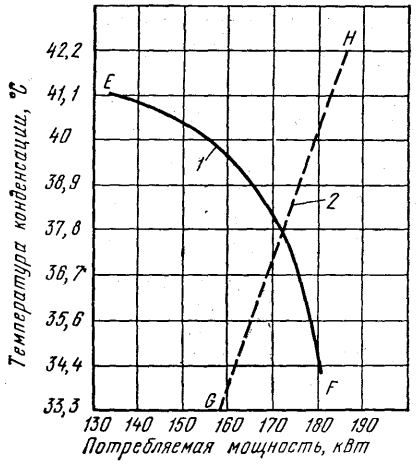


Рис. 18-35. Эффективная мощность центробежного и поршневого компрессоров при неизменных частоте вращения и температуре кипения (4,4° С):

1 — центробежный компрессор; *2* — поршневой компрессор

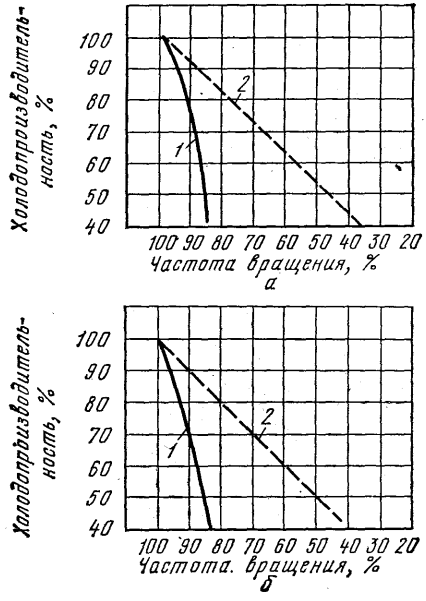


Рис. 18-36. Зависимость холодопроизводительности (*а*) и эффективной мощности (*б*) от частоты вращения при постоянных температуре кипения и температуре конденсации:

1 — центробежный компрессор; *2* — поршневой компрессор

производительность (см. рис. 18-33). У поршневого компрессора происходит небольшое увеличение потребляемой мощности и незначительное снижение холодопроизводительности, что также видно на рис. 18-33.

На рис. 18-36 показано, что перегрузка центробежного компрессора отсутствует. Повышение температуры конденсации вызывает снижение холодопроизводительности и потребляемой мощности, несмотря на то что потребляемая мощность на единицу производительности несколько увеличивается.

Центробежный компрессор более восприимчив к изменению частоты вращения вала, чем поршневой. Уменьшение производительности и потребляемой мощности поршневого компрессора почти пропорционально снижению частоты вращения (кривые на рис 18-36), а снижение частоты вращения вала центробежного компрессора только на 12% вызывает понижение производительности на 50%.

Регулирование производительности

Производительность центробежных компрессоров обычно регулируют, применяя входной направляющий лопаточный аппарат или изменяя частоту вращения вала.

Для изменения производительности центробежных компрессоров используют приводы с плавно регулируемым числом оборотов, например паровые турбины и асинхронные двигатели с фазным ротором. Когда применяют приводы с постоянной частотой вращения, например синхронные или короткозамкнутые двигатели, регулирование частоты вращения обеспечивается посредством гидравлической или электромагнитной муфты между приводом и повышающей передачей.

Направляющий лопаточный аппарат устанавливают в корпусе компрессора

непосредственно перед входом в рабочее колесо. При прохождении через лопатки поток пара закручивается непосредственно перед входом в рабочее колесо, что оказывает большее влияние на производительность компрессора.

Применение дроссельной заслонки на всасывающем трубопроводе и регулирование температуры конденсации в целях изменения производительности упоминалось ранее, хотя эти способы не имеют широкого распространения. Байпасирование сжатого пара, также упоминавшееся ранее, применяется в основном для повышения предела объемной подачи при минимальной нагрузке и является дополнением к другим способам регулирования производительности.

Холодильные машины с центробежным компрессором

Центробежные компрессоры используют для производства холода только в составе холодильных машин. Узлы холодильной машины должны быть тщательно выбраны с учетом плавно меняющейся производительности и ограниченного рабочего диапазона центробежного компрессора. В связи с тем что заметное изменение производительности происходит при незначительном изменении температур кипения и конденсации, трубопроводы холодильной машины с центробежным компрессором должны быть очень короткими (рис. 18-37), чтобы снизить потери давления до минимума.

На рис. 18-38 приведена схема холодильной машины с центробежным компрессором. За исключением установки поплавкового бака между конденсатором и испарителем, данная холодильная схема работает по циклу паровой компрессионной машины. Жидкость высокого давления стекает из конденсатора в камеру высокого давления поплавкового бака, а затем проходит через первый поплавковый клапан (высокого

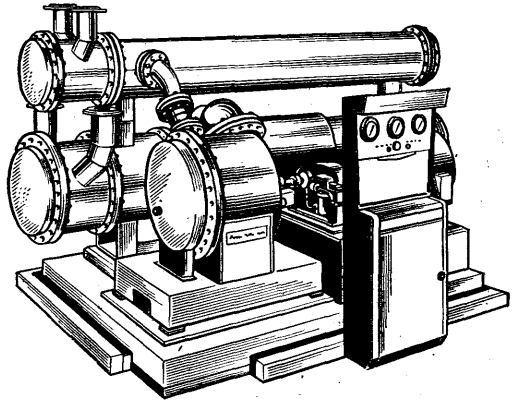


Рис. 18-37. Холодильная машина с центробежным компрессором

давления) в промежуточную камеру бака. При прохождении через указанный поплавковый клапан часть жидкости мгновенно испаряется, охлаждая тем самым остальную часть жидкости до температуры, соответствующей давлению в промежуточной камере. Охлажденная жидкость из промежуточной камеры через второй поплавковый клапан поступает в испаритель. При этом температура оставшейся жидкости пони-

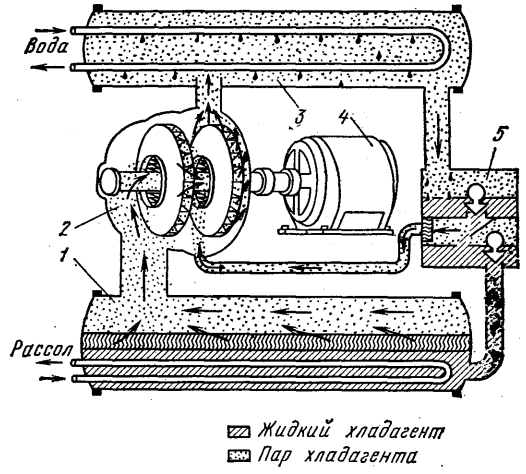


Рис. 18-38. Схема холодильной машины с центробежным компрессором:
1 — испаритель; *2* — центробежный компрессор; *3* — конденсатор; *4* — электродвигатель или турбина; *5* — поплавковый бак

жается до температуры в испарителе также вследствие кипения части жидкости. Пар, образующийся при дросселировании хладагента, поступает из промежуточной камеры во всасывающий трубопровод рабочего колеса второй ступени. Его давление выше давления в испарителе, вследствие чего требуется меньшая мощность для сжатия пара до давления конденсации. Холодный пар, поступающий из промежуточной камеры, понижает температуру пара, нагнетаемого рабочим колесом первой ступени, в результате чего повышаются производительность и КПД машины.

Глава 19
ТРУБОПРОВОДЫ, АРМАТУРА, СОСУДЫ ДЛЯ ХЛАДАГЕНТА

МАТЕРИАЛЫ ТРУБОПРОВОДОВ

Для изготовления трубопроводов чаще всего применяют сталь, ковкий чугун, медь и латунь. Трубопроводами из этих материалов соединяют узлы машин, работающих на всех распространенных хладагентах. Исключение составляют медные и латунные трубопроводы, которые не используют для циркуляции аммиака, так как в присутствии влаги он разъедает цветные металлы.

Медные трубы, стойкие к коррозии, проще монтируются, чем трубы из ковкого чугуна или стали. Для всех хладагентов (за исключением аммиака) используют медные или стальные трубы с наружным диаметром до 100 мм. Трубопроводы большего диаметра делают из стальных труб. Общепринято, однако, применять стальные трубы диаметром свыше 50 мм в установках, в которых коммуникации хладагента имеют значительную протяженность. Чугунные трубы, несмотря на их более высокую стоимость, используют иногда вместо стальных из-за большей стойкости к коррозии.

Стальные трубы должны быть бесшовными или сваренными внахлестку. Можно использовать также трубы диаметром до 50 мм, сваренные встык.

Медные трубы изготовляют твердыми или мягкими (отожженными). Твердые тянутые трубы выпускают в виде прямых отрезков длиной до 6 м, а мягкие тянутые трубы — длиной 7,5 и 15 м и поставляют свернутыми в бухту.

Мягкие трубы с номинальным диаметром до 20 мм рекомендуется применять в тех случаях, когда требуются изгибы и вальцованные соединения. Твердые трубы используют при диаметрах коммуникаций более 20 мм, а также если при меньших диаметрах требуется большая жесткость.

ТРУБНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

В зависимости от типа и диаметра труб соединения могут быть резьбовыми, фланцевыми, вальцованными, сварными, паяными. Для труб с номинальным диаметром до 75 мм можно применять резьбовые соединения при давлении хладагента не более 1,5 МПа. При более высоком давлении резьбовые соединения допустимы для труб с номинальным диаметром до 32 мм. Для труб большего диаметра используют вальцованные или сварные фланцевые соединения.

Сварка — это самый распространенный способ соединения чугунных и стальных труб. Трубы диаметром 50 мм и более обычно сваривают встык, а при диаметре 40 мм и менее применяют раструбную сварку.

Медные мягкие трубы с внешним диаметром до 20 мм соединяют развальцовкой. Трубы большего диаметра и медные твердые трубы спаивают с помощью твердого припоя. Твердые припои имеют температуру плавления 550°С, а мягкие припои — ниже 250°С. Последние используют для пайки труб с внешним диаметром 15 мм и менее. При пайке применяют бескислотный флюс.

РАСПОЛОЖЕНИЕ ТРУБОПРОВОДОВ

Трубопроводы хладагента монтируют таким образом, чтобы обеспечить безопасные и нормальные условия для эксплуатации и обслуживания оборудования. Правилами запрещено монтировать трубопроводы хладагента в коридорах, на лестничных клетках, в шахтах лифтов и т. д., кроме тех случаев, когда в трубах нет соединений, а чугунный трубопровод диаметром 25 мм и менее заключен в жесткий металлический кожух.

Трубы монтируют таким образом, чтобы обеспечить беспрепятственное обслуживание. Во всех случаях трубопровод должен иметь хороший внешний вид. Трубы по возможности прокладывают прямолинейно, параллельно стенам, за исключением горизонтальных всасывающих и нагнетательных трубопроводов, жидкостных трубопроводов от конденсатора к ресиверу, которые должны иметь наклон в направлении потока.

Трубопроводы крепят на потолочных подвесках или на кронштейнах в стенах. Опоры креплений устанавливают достаточно близко друг к другу, чтобы предотвратить провисание труб между ними. Расстояние между опорами не должно превышать 3 м. Опору располагают не более чем на 0,6 м от точки изменения направления трубопровода, причем желательно на стороне более длинного отрезка. Вентили на горизонтальных трубопроводах монтируют таким образом, чтобы их штоки были в горизонтальном положении, если это возможно. Все вентили на медных трубах диаметром более 25 мм крепят на опоре. Вертикальный трубопровод должен иметь опору на полу или потолке.

Если трубопровод проходит через полы, стены или потолки, то в отверстиях устанавливают гильзы из труб. Трубная гильза выступает на 25 мм с обеих сторон отверстий, а вокруг гильзы в полу делают бордюр.

Необходимо учитывать также термическое расширение и сжатие трубопровода, которое обычно достигает 2 мм на 3 м длины. Поскольку трубопровод хладагента обычно прокладывают в трех измерениях, то он достаточно гибок для компенсации небольших изменений длины. Однако необходимо предотвращать жесткое крепление обоих концов длинного прямолинейного участка трубопровода.

ВИБРАЦИЯ И ШУМ

Источником вибрации и шума, как правило, является оборудование, к которому присоединены трубопроводы. Однако независимо от источника вибрация и неприятный шум могут быть в значительной степени уменьшены при правильном конструировании трубопроводов. Незначительная вибрация, передаваемая от оборудования, часто усиливается из-за неправильной конструкции трубопроводов, в результате чего трубопроводам и оборудованию могут быть нанесены значительные повреждения.

В большинстве случаев вибрация трубопроводов хладагента вызывается их жестким присоединением к поршневому компрессору, пульсацией пара хладагента при открывании и закрывании клапанов в поршневом компрессоре, а также турбулентным движением пара вследствие высокой скорости его движения. При использовании центробежных и ротационных компрессоров вибрация и шум вызываются только последним из указанных факторов.

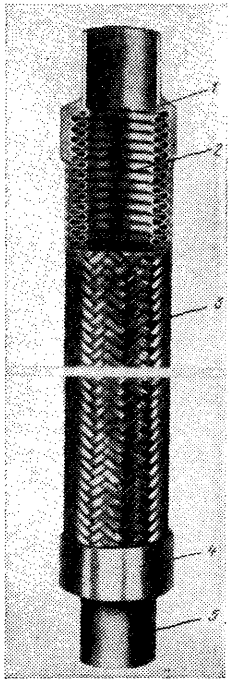


Рис. 19-1. Сильфонный шланг для гашения вибрации:
1 — сварной шов; *2* — бесшовная гибкая сильфонная трубка; *3* — высокопрочная бронзовая проволочная оплетка; *4* — медная муфта; *5* — медный патрубок

Невозможно полностью предотвратить вибрацию. Однако если трубопроводы, расположены рядом с оборудованием, имеют достаточную гибкость, то вибрация поглощается и демпфируется трубопроводом. В небольших агрегатах с мягкими медными трубами требуемая гибкость достигается установкой компенсационных петель во всасывающих и нагнетательных линиях вблизи компрессора. При правильном конструировании и расположении эти петли работают как пружины, поглощая и демпфируя вибрацию компрессора, предотвращая передачу вибрации по трубопроводам к другим узлам установки. Если к компрессору присоединены жесткие трубопроводы, то во всасывающих и нагнетательных трубопроводах вблизи компрессора устанавливают сильфонные шланги для гашения вибрации (рис. 19-1). При расположении шлангов в вертикальной линии получают оптимальные результаты.

В больших системах соответствующая гибкость обеспечивается прокладкой всасывающего и нагнетательного трубопроводов на расстояние примерно 30 диаметров без крепления. Если трубопроводы крепятся к конструкциям здания, которые могут усиливать и передавать вибрацию и шум через трубопроводы, то во всех случаях применяют изоляционные подвески и кронштейны.

Вибрация и шум как следствие пульсации пара имеют место во всасывающих и нагнетательных трубопроводах поршневых компрессоров, но их интенсивность выше в нагнетательных трубопроводах. Пульсация пара обычно не приводит к большой вибрации. Однако иногда частота пульсации и конструкция трубопровода таковы, что создается резонансное явление, которое усиливает пульсацию и вибрацию. В некоторых случаях вибрация усиливается настолько, что трубопроводы отрываются от опор. Это можно устранить посредством изменения частоты вращения вала компрессора, установки глушителя на стороне нагнетания и изменения длины нагнетательного трубопровода. Изменение частоты вращения вала компрессора не всегда практично, и поэтому последние два способа являются лучшими, особенно если их применяют одновременно.

Если вибрация и шум вызываются турбулентностью пара из-за высокой скорости движения потока, то необходимо уменьшить скорость движения и увеличить диаметр трубопровода. Иногда для этой цели монтируют дополнительную трубу.

ОБЩИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНСТРУКЦИИ

Многие трудности возникают при эксплуатации холодильного оборудования вследствие неправильной конструкции и монтажа трубопроводов хладагента. Трубопроводы хладагента необходимо конструировать и монтировать

с соблюдением следующих требований:

обеспечение соответствующей подачи хладагента во все испарители;

обеспечение непрерывного возврата масла в картер компрессора;

предотвращение повышенных потерь давления хладагента, которые понижают производительность и КПД машины;

предотвращение попадания жидкого хладагента в компрессор во время рабочей или нерабочей частей цикла, а также в момент пуска компрессора;

предотвращение задержки масла в испарителе или всасывающем трубопроводе, которое позднее может возвратиться в компрессор в большом количестве и вызвать его поломку.

РАЗМЕР ВСАСЫВАЮЩЕГО ТРУБОПРОВОДА

Размер всасывающего трубопровода больше влияет на работу холодильной машины, чем размер других трубопроводов. Всасывающий трубопровод недостаточного размера вызывает существенное снижение давления хладагента в нем, в результате чего производительности и КПД машины значительно уменьшаются. Однако излишне длинный всасывающий трубопровод часто является причиной слишком низкой скорости движения потока хладагента, из-за чего не происходит нормального возврата масла из испарителя в картер компрессора. При оптимальном размере всасывающего трубопровода снижение давления хладагента минимальное, а скорость движения потока пара обеспечивает нормальный возврат масла.

Большинство машин, работающих на хладагентах, растворимых в масле, проектируют таким образом, чтобы масло возвращалось из испарителя в компрессор самотеком через всасывающий трубопровод или уносилось всасываемым паром. Если испаритель расположен выше компрессора, а всасывающий трубопровод смонтирован без вертикальных участков с движением хладагента вверх и отделителей, а его горизонтальные участки имеют наклон в направлении компрессора, то масло стекает из испарителя в картер. В этих случаях низкая скорость движения потока пара во всасывающем трубопроводе не имеет существенного значения. Трубопровод должен быть такого размера, чтобы обеспечить минимальное снижение давления. Это относится также и к любой машине, работающей на хладагенте, который не растворяется в масле.

Однако при расположении испарителя ниже компрессора, а также при наличии условий, при которых необходим монтаж вертикального участка всасывающего трубопровода с движением хладагента вверх, его размер должен быть небольшим, чтобы создаваемая скорость движения потока пара при минимальной тепловой нагрузке была достаточной для уноса масла и подачи его вверх к компрессору.

Масло перемещается по стенке вертикального участка, и поэтому скорость движения пара вблизи поверхности трубы имеет более важное значение, чем общая средняя скорость движения пара. Отношение скорости движения на поверхности к средней скорости движения зависит от плотности пара и внутреннего диаметра трубы. Чем ниже давление и плотность пара и чем больше внутренний диаметр трубы, тем выше должна быть средняя скорость движения для создания нужной скорости на поверхности.

Другими факторами, определяющими минимальную скорость движения потока пара, достаточную для переноса масла вверх, являются его вязкость и плотность, а также содержание растворенного хладагента. Чем вязкость масла больше, тем выше требуется скорость движения пара хладагента у поверхности вертикального участка трубы для перемещения масла вверх.

В табл. 19-1 даны минимальные величины холодопроизводительности при скорости движения пара, достаточной

Таблица 19-1

Минимальная производительность (в кВт) для уноса масла вверх по вертикальному всасывающему трубопроводу

Хладагент	Температура кипения, °С	Наружный диаметр трубы, мм											
		15	16	20	22	28	34	41	53	66	78	91	103
R12	—40	0,215	0,387	0,64	0,95	1,899	3,2	4,924	9,812	16,81	26,34	38,34	53,11
	—29	0,271	0,499	0,802	1,196	2,356	3,974	6,155	12,27	21,07	32,92	49,55	66,82
	—18	0,327	0,587	0,998	1,477	2,884	4,853	7,526	14,98	25,74	40,09	58,38	81,59
	—7	0,394	0,707	1,132	1,759	3,411	5,803	8,968	17,94	30,7	47,83	69,99	97,07
	4	0,464	0,861	1,372	2,075	4,045	6,823	10,51	21,1	36,23	56,62	82,3	114,7
R22	—40	0,317	0,563	0,95	1,442	2,778	4,713	7,386	14,42	24,97	39,04	56,62	78,78
	—29	0,387	0,723	1,161	1,759	3,376	5,627	8,793	17,59	30,6	47,48	68,93	96,37
	—18	0,457	0,845	1,372	2,075	4,22	6,893	10,51	21,45	36,58	56,98	83	115,4
	—7	0,563	0,985	1,618	2,462	4,924	8,089	12,31	24,97	42,56	66,47	97,07	134
	4	0,651	1,161	1,899	2,849	5,627	9,496	14,42	28,84	49,59	77,37	112,9	156,9
R500	—40	0,239	0,422	0,703	1,09	2,11	3,517	5,627	10,9	18,99	29,54	42,91	59,44
	—29	0,302	0,563	0,914	1,372	2,638	4,572	7,034	13,72	23,92	36,93	53,81	75,11
	—18	0,387	0,668	1,09	1,653	3,236	5,627	8,441	16,88	28,84	45,02	65,77	91,44
	—7	0,457	0,809	1,301	1,97	3,869	6,682	10,2	20,05	34,82	53,81	78,78	109,7
	4	0,528	0,950	1,547	2,356	4,572	7,737	11,96	23,92	40,8	64,01	93,55	129,4
R502	—51	0,186	0,352	0,563	0,844	1,618	2,743	4,22	8,44	14,42	22,51	33,06	46,42
	—40	0,246	0,422	0,703	1,055	2,075	3,517	5,276	10,9	18,64	29,19	42,2	59,09
	—29	0,295	0,528	0,879	1,336	2,603	4,572	6,682	13,36	23,21	36,77	52,76	73,51
	—18	0,366	0,668	1,09	1,653	3,2	5,276	8,441	16,53	28,49	44,67	64,71	90,39
	—7	0,422	0,774	1,301	2,075	3,869	6,331	10,2	20,05	34,47	53,46	78,08	108,3
	4	0,513	0,914	1,512	2,286	4,572	7,737	11,61	23,56	40,09	62,6	91,44	127

Примечания:

1. Минимальная производительность указана при перегреве всасываемого пара 8°С и температуре жидкого хладагента перед регулятором питания испарителя 32°С.
2. При уменьшении или увеличении перегрева всасываемого пара R12, R22, R500 на 5°С величины в таблице соответственно уменьшить или увеличить на 1%, а R502 — на 2%.
3. При температурах жидкости, отличных от 32°С, умножить значения в табл. 19-1 на соответствующий коэффициент, указанный в табл. 19-1а.

Таблица 19-1а

Хладагент	Температура жидкости, °С									
	10	16	21	27	32	38	43	49	54	60
R12, R22, R500	1,2	1,15	1,1	1,05	1	0,95	0,9	0,85	0,8	0,75
R502	1,26	1,2	1,13	1,07	1	0,94	0,88	0,82	0,76	0,7

для возврата масла через вертикальный участок всасывающего трубопровода (с движением вверх) различного диаметра при разных температурах кипения хладагента. В табл. 19-2 приведены аналогичные сведения для вертикальных труб нагнетательной линии различного диаметра в зависимости от температуры конденсации.

Пример 19-1. Установка работает на R502. Ее производительность 265 кВт. Поршневой компрессор установки имеет ступени регулирования 25, 50, 75 и 100%. Расчетная температура кипения хладагента при минимальной тепловой нагрузке составляет —29°С, а температура жидкого хладагента перед регулятором расхода равна 21°С. Определить минимальный диаметр вертикального всасывающего трубопровода с движением хладагента вверх, обеспечивающего возврат масла.

Решение. Минимальная производительность установки имеет место в том случае, когда компрессор работает на низшей ступени регулирования, т. е. при 25% от полной нагрузки. Поэтому минимальная производительность равна: $Q_0 = 265$ кВт $\times$ $\times$ 0,25 = 66,25 кВт. В табл. 19-1 указано, что при температуре кипения R502 —29°С и наличии медного трубопровода с наружным диаметром 91 мм минимальная производительность составляет 52,76 кВт. Поправочный коэффициент для жидкости с температурой 21°С равен 1,13. Следовательно, минимальная производительность установки $Q_0 = 52{,}76$ кВт · 1,13 = 59,62 кВт. Расход хладагента через трубу, соответствующий минимальной производительности, больше минимальной тепловой нагрузки, и всасывающий вертикальный трубопровод диаметром 91 мм обеспечивает возврат масла в компрессор.

Для обеспечения высокого КПД машины диаметр всасывающего трубопровода должен быть таким, чтобы общее снижение давления хладагента в нем не приводило к уменьшению температуры насыщения более чем на 1°С для R12, R22 и R502 и 0,5°С для аммиака.

Величины холодопроизводительности (в кВт) одноступенчатой машины или высокой ступени двухступенчатой машины при использовании стальных и медных трубопроводов различных диаметров в зависимости от температуры кипения или насыщения хладагента даны в табл. 19-3, 19-4, 19-5 и 19-6 для R12, R22, R502 и аммиака соответственно.

Величины, представленные в данных таблицах, основаны на снижении давления в линии всасывания, эквивалентной 1°С на 30 м длины трубопровода для R12, R22 и R502 и 0,5°С для аммиака при температуре конденсации 38°С для R12 и аммиака и 41°С для R22 и R502. Величины производительности при других температурах конденсации определяют с помощью поправочных коэффициентов, указанных в таблицах. Под таблицами даны уравнения для расчета производительности при других величинах снижения давления и других значениях эквивалентной длины.

Холодопроизводительность низкой ступени двухступенчатой машины при использовании трубопроводов в зависимости от температуры кипения хладагентов R12, R22 и R717 приведена в табл. 19-7.

Пример 19-2. Установка производительностью 150 кВт работает на R12 при температуре кипения —7°С и температуре конденсации 43°С. Всасывающий трубопровод имеет длину 10 м и три колена. Определить требуемый диаметр медного трубопровода и общее снижение давления хладагента во всасывающем трубопроводе.

Решение. В табл. 19-2 находим, что

Таблица 19-2

Минимальная производительность (в кВт) для уноса масла вверх по вертикальному нагнетательному трубопроводу

Хладагент	Температура конденсации, °С	Наружный диаметр трубы, мм											
		15	16	20	22	28	34	41	53	66	78	91	103
R12	27	0,598	1,09	1,794	2,708	5,311	8,933	13,82	27,57	47,48	73,86	108	149,8
	32	0,598	1,09	1,794	2,708	5,311	8 933	13,79	27,57	47,48	73,86	108	149,8
	38	0,598	1,09	1,794	2,708	5,311	8,933	13,79	27,57	47,48	73,86	108	149,8
	43	0,598	1,09	1,794	2,708	5,276	8,898	13,72	27,47	47,13	73,5	107,3	148,1
	49	0,598	1,055	1,759	2,638	5,17	8,757	13,51	26,94	46,42	72,45	105,5	146,3
	54	0,598	1,055	1,723	2,532	6,1	8,581	13,26	26,52	45,37	71,4	103,4	143,5
	60	0,563	0,985	1,653	2,497	4,853	8,195	12,7	25,32	43,61	68,23	99,18	140,3
R22	27	0,809	1,477	2,427	3,658	7,034	11,96	18,64	37,28	64,01	99,53	146	202,2
	32	0,809	1,447	2,427	3,658	7,034	11,96	18,64	37,28	64,01	99,18	145,3	201,5
	38	0,809	1,477	2,427	3,623	7,034	11,96	18,64	36,93	63,31	98,83	144,2	199,4
	43	0,809	1,442	2,356	3,587	7,034	11,96	18,29	36,58	62,95	98,12	143,2	198,3
	49	0,774	1,407	2,321	3,517	7,034	11,61	17,94	35,87	61,54	96,37	140,3	194,8
	54	0,774	1,372	2,251	3,447	6,682	11,25	17,59	35,17	60,49	94,26	137,2	189,9
	60	0,739	1,336	2,216	3,376	6,682	11,25	17,23	34,11	58,73	91,79	133,6	185
R500	27	0,703	1,266	2,075	3,13	6,084	10,27	15,86	31,65	54,41	85,11	124,5	172,3
	32	0,703	1,231	2,04	3,095	6,084	10,06	15,79	31,3	54,16	84,41	123,1	170,6
	38	0,703	1,231	2,04	3,095	6,084	10,06	15,72	30,95	53,81	83,7	122,7	169,5
	43	0,703	1,231	2,005	3,06	5,979	10,06	15,65	30,6	53,46	83,35	122	168,8
	49	0,668	1,196	1,97	3,025	5,838	9,918	15,62	30,6	52,76	81,95	119,9	166,4
	54	0,668	1,196	1,97	2,989	5,768	9,777	15,09	30,25	51,7	80,89	118,2	163,5
	60	0,633	1,161	1,899	2,919	5,662	9,531	14,77	29,48	50,64	79,13	115,4	160
R502	27	0,633	1,125	1,864	2,814	5,451	9,496	14,42	28,84	49,59	77,02	114,3	155,8
	32	0,598	1,09	1,794	2,708	5,24	8,863	13,79	27,43	47,13	73,51	107,3	148,8
	38	0,58	1,055	1,759	2,603	5,064	8,617	13,36	26,55	45,72	71,04	103,8	143,8
	43	0,563	1,02	1,688	2,556	4,959	8,37	13,05	25,85	44,67	69,28	100,9	140
	49	0,542	0,985	1,618	2,427	4,678	7,948	12,38	24,62	43,61	65,77	96,01	133,3
	54	0,51	0,914	1,512	2,286	4,466	7,526	11,75	23,28	40,09	62,6	91,09	126,3
	60	0,475	0,844	1,407	2,145	4,150	6,964	10,83	21,63	37,28	57,68	84,41	117,1

Примечания:

1. Минимальная производительность указана при температуре кипения R12, R22, R500 — 7°С, перегреве всасываемого пара 8°С, переохлаждении жидкости 8°С и КПД компрессора 0,7. При температурах кипения, отличных от —7°С, следует умножить значения в табл. 19-2 на следующие коэффициенты:

Температура кипения, °С	—40	—29	—18	—7	4
Поправочный коэффициент	0,85	0,9	0,95	1	1,06

2. Минимальная производительность приведена при температуре кипения R502 —29°С. Все остальные условия совпадают с указанными выше. При температурах кипения, отличных от —29°С, умножить значения в табл. 19-2 на следующие коэффициенты:

Температура кипения, °С	—51	—40	—29	—18	—7	4
Поправочный коэффициент	0,87	0,94	1	1,08	1,15	1,21

при использовании медного трубопровода с наружным диаметром 78 мм обеспечивается производительность 119,6 кВт (температура конденсации 38°С, снижение давления во всасывающем трубопроводе, эквивалентное 1°С, на 30 м длины). В связи с тем, что снижение давления пропорционально длине трубы, а в данном случае длина трубы относительно невелика, то указанный диаметр может быть достаточен и необходимо сделать пробный расчет. В табл. 15-1 указано, что колено с наружным диаметром 78 мм (номинальный диаметр 75 мм) имеет эквивалентную длину 2,44 м.

Действительная эквивалентная длина всасывающего трубопровода, равная 17,32 м, слагается из прямолинейного участка трубы длиной 10 м и трех колен, каждый эквивалентный длине 2,44 м, а всего 7,32 м.

Поправочный коэффициент (см. табл. 19-2) для расчета производительности при температуре конденсации 43°С равен 0,94. $Q_{0_д} = 119{,}6 \times 0{,}94 = 112{,}4$ кВт.

Снижение температуры во всасывающем трубопроводе составляет

$$\Delta T_д = \Delta T_т \, (L_э/30) \, (Q_{0_д} / Q_{0_т})^{1,8} =$$

$$= 1°С \, (17{,}32 \text{ м}/30 \text{ м}) \, (150/112{,}4)^{1,8} =$$

$$= 0{,}97°С.$$

Снижение давления, соответствующее 0,97°С, при температуре всасывания —7°С $\Delta p = (0{,}97°С/1°С) \times 9{,}52$ кПа $= 9{,}23$ кПа.

Если при минимальной нагрузке в вертикальном участке всасывающего трубопровода давление хладагента снижается на величину, соответствующую уменьшению температуры насыщения на 1°С, то скорость движения пара в нем достаточна для возврата масла в компрессор. Однако исключения возможны в системе, в которой температура кипения низкая, а всасывающий трубопровод имеет большую длину или когда минимальная нагрузка системы составляет менее 50% от расчетной. Для любого из указанных условий необходимо проверить скорость движения пара при минимальной нагрузке. Она должна быть выше наименьшей величины, необходимой для подъема масла в вертикальном всасывающем трубопроводе.

Широкое распространение систем автоматического регулирования производительности в современных компрессорах согласно изменениям нагрузки усложняет конструкцию трубопроводов хладагента. С помощью этих систем можно уменьшить производительность компрессора до 25% от максимальной расчетной величины. Если два или большее количество компрессоров соединены параллельно, то производительность всей установки может быть снижена до 10% от суммарной максимальной расчетной производительности компрессоров. Очевидно, что при изменении производительности установки в таком широком диапазоне во всасывающем трубопроводе (если нагрузка минимальна), в котором скорость движения пара хладагента достаточно велика для переноса масла вверх, в период максимальной нагрузки давление хладагента значительно снижается. Однако в вертикальной трубе, в которой при максимальной нагрузке давление хладагента снижается незначительно, скорость движения пара мала и масло в ней не перемещается вверх. Скорость движения пара в горизонтальном участке всасывающего трубопровода не является определяющей и нужно правильно выбрать конструкцию вертикального участка. В большинстве случаев, когда минимальная нагрузка системы составляет не менее 25% от расчетной, следует уменьшить диаметр только вертикальной трубы, а диаметр остальной части всасывающего трубопровода должен быть большим, чтобы обеспечивать малое снижение давления при максимальной нагрузке.

На рис. 19-2 показан способ стыковки горизонтального и вертикального участков всасывающего трубопровода. Патрубок, плоская сторона которого направлена вниз, применяют для соединения нижнего горизонтального участка с коленом. Этим предотвращается образование зоны с низкой скоростью движения пара, где могло бы отделиться масло. Вверху после второго колена

Таблица 19-3

Холодопроизводительность (в кВт) одноступенчатой машины или высокой ступени двухступенчатой машины при использовании трубопровода в зависимости от температуры кипения (насыщения) хладагента R12

Наружный диаметр, мм	Всасывающий трубопровод ($\Delta T = 1°C$)					Нагнетательный трубопровод ($\Delta T = 1°C$)			Жидкостный трубопровод	
	Температура кипения (насыщения)									
	−40°C ($\Delta p = 3{,}38$ кПа)	−29°C ($\Delta p = 4{,}96$ кПа)	−18°C ($\Delta p = 6{,}96$ кПа)	−7°C ($\Delta p = 9{,}52$ кПа)	4°C ($\Delta p = 12{,}55$ кПа)	−40°C	−18°C	4°C	от конденсатора к ресиверу (при скорости движения хладагента 0,5 м/с)	после ресивера ($\Delta T = 0{,}5°C$, $\Delta p = 12{,}4$ к а)
Медная труба										
13				0,74	1,09	1,62	1,9	2,36	4,08	7,14
16		0,6	0,91	1,41	2,04	2,99	3,45	4,33	9,32	13,4
20	0,88	1,48	2,39	3,68	5,28	8,09	9,07	11,32	24,41	36,53
28	1,79	3,06	4,89	7,39	10,9	16,18	18,64	23,39	41,68	72,1
34	3,06	5,35	8,44	13,01	18,85	27,43	31,65	39,74	63,66	123,45
41	4,96	8,58	13,58	20,47	29,89	43,6	50,6	63,3	89,68	202,23
53	10,34	17,69	28,14	35,5	61,9	90,7	105,5	131,5	156,15	414,3
66	18,29	31,44	50	74,9	110,4	160	184,6	232,1	240,56	713,25
78	29,27	50,3	79,9	119,6	174,1	256,7	299	372,8	342,91	1209,85
91	36,6	74,6	118,9	178	258,5	376,3	436,1	545,1	464,24	1786,64
103	61,2	105,2	167,8	250	362,3	534,6	619	773,7	608,44	2475,97
128	111,5	189,9	300	450,2	657,7	950	1104	1379		
153	178,7	302,5	481,8	724,5	1052	1505	1737	2180		
Стальная труба										
15			1,06	1,58	2,25	3,24	3,76	4,71	12,06	11,36
20	0,84	1,44	2,25	3,38	4,89	6,89	7,95	9,95	21,98	25,57
25	1,62	2,74	4,29	6,4	9,43	13,19	15,33	19,06	36,58	50,29
32	3,41	5,63	8,86	13,29	19,03	27,43	31,65	39,74	65,42	105,86
40	5,28	8,48	13,22	19,77	28,56	40,1	46,42	58	89,68	166,35
50	9,88	16,49	26,03	38,3	55,2	76	88,30	110,4	168,82	393,55
65	15,62	26,1	40,8	60,8	86,9	122	141,4	176,6	240,21	608,44
75	28,28	46,4	72,5	107,6	154	214,5	249	311	365,77	1096,6
100	56,4	95	150,5	221,2	317,2	439,6	513,5	640,1	629,54	2229,78

125	105,5	172,7	276,8	400,9	580,3	801,9	928,5	1161
150	168,8	276,4	436,1	640,1	942,6	1284	1481	1857
200	346,1	566,2	893,3	1322	1903	2620	3042	3798
250	633,1	1045	1611	2385	3419	4748	5522	6893
300	1006	1671	2564	3798	5346	7491	8652	10867

Примечания:

1. Холодопроизводительность указана при температуре конденсации 38°С и снижении давления Δp вследствие трения на 30 м эквивалентной длины, соответствующем изменению температуры насыщения $\Delta T = 1$°С (за исключением жидкостного трубопровода).

2. Для других значений изменения температуры насыщения $\Delta T_д$ (в °С) и эквивалентной длины $L_э$ (в м) холодопроизводительность

$$Q_{0д} = Q_{0т} [(30/L_э)\ (\Delta T_д/\Delta T_т)]^{0,55},$$

где $Q_{0т}$ — значение холодопроизводительности по таблице, кВт; ΔT — значение изменения температуры насыщения по таблице, °С; $\Delta T_д$ — действительное значение изменения температуры насыщения, °С.

3. Для других значений холодопроизводительности $Q_{0д}$ (в кВт) и эквивалентной длины $L_э$ (в м) при данном диаметре трубы действительное значение изменения температуры насыщения (в °С)

$$\Delta T_д = \Delta T_т\ (L_э/30)\ (Q_{0д}/Q_{0т})^{1,8}.$$

4. Для значений холодопроизводительности при температурах конденсации, отличных от 38°С, умножить величину в табл. 19-3 на приведенный в табл. 19-3а поправочный коэффициент.

Таблица 19-3а

Трубопровод	Температура конденсации, °С					
	27	32	38	41	43	49
Всасывающий	1,11	1,06	1	0,97	0,94	0,88
Нагнетательный	0,88	0,94	1	1,04	1,07	1,16

Таблица 19-4

Холодопроизводительность (в кВт) одноступенчатой машины или высокой ступени двухступенчатой машины при использовании трубопровода в зависимости от температуры кипения (насыщения) хладагента R22

Наружный диаметр, мм	Всасывающий трубопровод ($\Delta T = 1°C$)					Нагнетательный трубопровод ($\Delta T = 0{,}5°C$; $\Delta p = 21{,}03$ кПа)		Жидкостный трубопровод	
	Температура кипения (насыщения)							от конденсатора к ресиверу (при скорости движения хладагента 0,5 м/с)	после ресивера ($\Delta T = 0{,}5°C$, $\Delta p = 21{,}03$ кПа)
	−40°C ($\Delta p = 5{,}45$ кПа)	−29°C ($\Delta p = 7{,}93$ кПа)	−18°C ($\Delta p = 11{,}03$ кПа)	−7°C ($\Delta p = 15{,}31$ кПа)	4°C $\Delta p = 20{,}2$ кПа)	−40°C	4°C		
Медная труба									
13				1,41	2,08	2,67	3,02	7,88	12,3
16		1,13	1,72	2,64	3,87	5,06	5,73	12,56	22,5
20	1,27	3,06	4,61	7,03	6,65	13,43	15,19	26,06	59 8
28	3,8	6,12	9,32	14,17	20,47	26,83	30,39	44,7	121
34	6,61	10,59	16,21	24,72	35,1	46,8	53,1	67,5	211
41	10,2	16,81	25,43	36,08	56,1	70	83	95,7	334
53	21,84	35,06	53,5	81,6	116,8	154,7	175,1	166,4	703
66	38	61,5	93,2	141,7	204,3	270,5	306	257,4	1175
78	60,8	95,3	152,3	226,8	327,4	422	478	366,1	2012
91	91,1	147,4	224,7	340,4	490,6	630	714	496,2	3025
103	129,8	208,2	315,5	478,3	689,3	904	1023	643,6	4220
128	232,5	375,3	569,8	861,7	1248,5	1621	1836		
Стальная труба									
15		1,34	1,97	2,95	4,22	5,31	6,01	16,4	19,3
20	1,72	2,74	4,15	6,23	8,86	11,89	13,43	21,7	42,9
25	3,31	5,24	7,88	11,40	16,6	21,7	24,62	46,4	85,8
32	6,86	10,59	16,42	24,02	34,22	42,9	48,5	80,5	181,1
40	10,16	16,35	24,76	36,6	51,7	67,2	76	130,5	274
50	19,69	31,3	45,7	70	99,2	130,1	147,4	181,1	651
65	31,3	49,94	75,6	112,2	161,4	204,3	231,4	257,8	1045
75	55,9	88,6	133,6	198,7	281,7	359	408	397,4	1794
90	81,2	127	193,8	284,9	408	521	591	532,8	2476

100	112,9	178,7	269,8	396,4	559,2	721	816	689,3	3728
125	203,3	320	486,5	717,5	1027	1319	1495		
150	330,9	522,6	787,8	1157,1	1660	2117	2395		
200	699,9	1111,4	1667,1	2476	3502,9	4466	5064		
250	1034,7	1934,4	2954,3	4311,8	6189,9	7737	8757		
300	1951,9	3084,4	4712,8	6805,4	9830	12661	14349		

Примечания:

1. Холодопроизводительность указана при температуре конденсации 41°С и снижении давления Δp из-за трения на 30 м эквивалентной длины, соответствующем изменению температуры насыщения $\Delta T = 1$°С (за исключением нагнетательного и жидкостного трубопроводов).

2. Для других значений изменения температуры насыщения ΔT (в °С) и эквивалентной длины $L_э$ (в м) холодопроизводительность

$$Q_{0д} = Q_{0т}\ [(30/L_э)\ (\Delta T_д/\Delta T_т)]^{0,55}.$$

где $Q_{0т}$ — значение холодопроизводительности по таблице, кВт; $\Delta T_т$ — значение изменения температуры насыщения по таблице, °С; $\Delta T_д$ —действительное значение изменения температуры насыщения, °С.

3. Для других значений холодопроизводительности $Q_{0д}$ (в кВт) и эквивалентной длины $L_э$ (в м) при данном диаметре трубы действительное значение изменения температуры насыщения

$$\Delta T_д = \Delta T_т\ (L_э/30)\ (Q_{0д}/Q_{0т})^{1,8}.$$

4. Для значений холодопроизводительности при температурах конденсации, отличных от 41°С, умножить величину в таблице на приведенный в табл. 19-4а поправочный коэффициент.

Таблица 19-4а

Трубопровод	Температура конденсации, °С						
	27	32	38	43	49	54	60
Всасывающий	1,11	1,07	1,03	0,97	0,9	0,86	0,80
Нагнетательный	0,79	0,88	0,95	1,04	1,10	1,18	1,26

Таблица 19-5

Холодопроизводительность (в кВт) одноступенчатой машины или высокой ступени двухступенчатой машины при использовании трубопровода в зависимости от температуры кипения (насыщения) хладагента R502

Наружный диаметр медной трубы, мм	Всасывающий трубопровод ($\Delta T = 1°C$)						Нагнетательный трубопровод ($\Delta T = 0{,}5°C$, $\Delta p = 21{,}03$ кПа)			Жидкостный трубопровод	
	Температура кипения (насыщения)									от конденсатора к ресиверу (при скорости движения хладагента 0,5 м/с)	после ресивера (ΔT=0,5°C, Δp=21,72 кПа)
	—51°C (Δp= 2,14 кПа)	—40°C (Δp= 6,48 кПа)	—29°C (Δp= 9,17 кПа)	—18°C (Δp=12,62 кПа)	—7°C (Δp=16,75 кПа)	4°C (Δp=21,65 кПа)	—40°C	—18°C	4°C		
13	0,35	0,39	0,53	0,77	1,2	1,72	2,15	2,18	2,74	5,66	8,44
16	0,39	0,53	0,91	1,48	2,22	3,2	4,01	4,4	5,1	9,07	15,9
22	0,81	1,44	2,39	3,83	5,77	8,41	10,48	11,75	13,36	18,82	42,24
28	1,62	2,88	4,85	7,74	11,71	16,99	21,17	23,7	26,94	32,1	85,92
34	2,81	5,06	8,51	13,5	20,4	29,58	36,89	41,29	46,92	48,89	150,21
41	4,47	8,02	13,47	21,35	32,22	46,74	58,07	65,03	73,89	69,21	238,07
53	9,32	16,74	28,03	44,42	66,75	96,54	119,68	134,14	152,5	120,39	495,44
66	16,57	29,68	49,66	78,39	117,82	170,15	210,78	236,27	268,52	185,67	877,25
78	26,59	47,62	79,41	125,06	187,74	270,88	335,31	377,02	427,32	265	1401

91	39,74	70,87	118,1	185,8	278,72	402,91	497,3	557,8	633,41	358,38	2085
103	56,2	100,13	166,68	261,98	393,13	565,89	699,88	784,64	891,56	466	2944,6
128	100,97	179,61	298,42	468,89	701,18	1009,1	1246,1	1397	1587		
153	163,01	279,48	481,02	752,88	1125,1	1617,7	1996,2	2238,6	2543		

Примечания:

1. Холодопроизводительность указана при температуре конденсации 41°С и снижении давления Δp из-за трения на 30 м эквивалентной длины, соответствующем изменению температуры насыщения ΔT=1°С (за исключением нагнетательного и жидкостного трубопроводов).

2. Для других значений изменения температуры насыщения ΔT (в °С) и эквивалентной длины $L_э$ (в м) холодопроизводительность

$$Q_{0_д} = Q_{0_т} [(30/L_э)(\Delta T_д/\Delta T_т)]^{0,55},$$

где $Q_{0_т}$ — значение холодопроизводительности по таблице; кВт; $\Delta T_т$ — значение изменения температуры насыщения по таблице, °С; $\Delta T_д$ — действительное значение изменения температуры насыщения, °С.

3. Для других значений холодопроизводительности $Q_{0_д}$ (в кВт) и эквивалентной длины $L_э$ (в м) при данном диаметре трубы действительное значение изменения температуры насыщения

$$\Delta T_д = \Delta T_т (L_э/30)(Q_{0_д}/Q_{0_т})^{1,8}$$

4. Для значений холодопроизводительности при температурах конденсации, отличных от 41°С, умножить величину в таблице 19,5 на приведенный в табл. 19-5а поправочный коэффициент.

Таблица 19-5а

Трубопровод	Температура конденсации, °С					
	27	32	38	43	49	54
Всасывающий	1,20	1,12	1,04	0,96	0,88	0,8
Нагнетательный	0,83	0,91	0,97	1,02	1,08	1,16

Таблица 19-6

Холодопроизводительность (в кВт) одноступенчатой машины или высокой ступени двухступенчатой машины при использовании трубопровода в зависимости от температуры кипения (насыщения) хладагента R717 (аммиака)

Наружный диаметр стальной трубы, мм	Всасывающий трубопровод ($\Delta T = 0{,}5$°C)					Нагнетательный трубопровод ($\Delta T = 0{,}5$°C; $\Delta p = 22{,}73$ кПа)	Жидкостный трубопровод	
	Температура кипения (насыщения)						от конденсатора к ресиверу (при скорости движения хладагента 0,5 м/с)	после ресивера ($\Delta p = 13{,}79$ кПа)
	−40°C ($\Delta p = 2{,}21$ кПа)	−29°C ($\Delta p = 3{,}59$ кПа)	−18°C ($\Delta p = 5{,}38$ кПа)	−7°C ($\Delta p = 7{,}45$ кПа)	4°C ($\Delta p = 10{,}2$ кПа)			
10							29,9	40,8
15						12,06	47,5	82,6
20				9,07	13,19	26,55	87,6	187,1
25		7,42	12,17	18,08	26,38	52,8	146	369
32	11,34	19,59	31,3	47,1	68,2	137,9	264,8	791
40	16,99	30,77	48,18	71	103,4	204	362,3	1234
50	32,85	57,7	92,1	138,6	201,5	397	678,8	2831
65	52,8	91,4	148,4	219,8	320,8	633	971	4502
75	94,6	161,8	259,9	390	358,7	1111	1495	7984
100	197,3	332,4	531	795	1150	2251	2589	16284

125	358	605	957	1435	2082	4080
150	563	985	1565	2328	3369	6682
200	1189	2005	3193	4766	6893	13540
250	1877	3623	5768	8546	12503	
300	3429	5838	9285	13857	19977	

Примечания:

1. Холодопроизводительность указана при температуре конденсации 38°С и снижении давления Δp из-за трения на 30 м эквивалентной длины, соответствующем изменению температуры насыщения $\Delta T = 0{,}5$°С (за исключением жидкостного трубопровода).

2. Для других значений изменения температуры насыщения ΔT (в °С) и эквивалентной длины $L_э$ (в м) холодопроизводительность

$$Q_{0_д} = Q_{0_т} [(30/L_э)(\Delta T_д/\Delta T_т)]^{0,55},$$

где $Q_{0_т}$ — значение холодопроизводительности по таблице, кВт; $\Delta T_т$ — значение изменения температуры насыщения по таблице, °С; $\Delta T_д$ — действительное значение изменения температуры насыщения, °С.

3. Для других значений холодопроизводительности $Q_{0_д}$ (в кВт) и эквивалентной длины $L_э$ (в м) при данном диаметре трубы действительное значение изменения температуры насыщения

$$\Delta T_д = \Delta T_т (L_э/30)(Q_{0_д}/Q_{0_т})^{1,8}.$$

4. Для значений холодопроизводительности при температурах конденсации, отличных от 38°С, умножить величину в таблице 19-6 на приведенный в табл. 19-6а поправочный коэффициент.

Таблица 19-6а

Трубопровод	Температура конденсации, °С			
	21	27	32	38
Всасывающий	1	1	1	1
Нагнетательный	0,7	0,8	0,9	1

Холодопроизводительность (в кВт) низкой ступени двухступенчатой машины при использовании трубопроводов в зависимости от температуры кипения хладагента

Хладагент	Наружный диаметр, мм	Всасывающий трубопровод							Нагнетательный трубопровод	Жидкостный трубопровод после ресивера
		Температура кипения								
		—68°С	—62°С	—57°С	—51°С	—46°С	—40°С	—34°С		
Медная труба	13									7,38
	16									13,72
	22				0,7	1,05	1,41	1,76	3,17	38,69
R12 (при ΔT= = 1°С)	28	0,6	0,84	1,05	1,4	2,11	2,81	3,52	6,33	75,62
	34	1,06	1,48	2,11	2,8	3,87	4,92	5,98	11,25	130
	41	1,65	2,36	3,17	4,2	5,98	7,74	9,5	17,6	211
	53	3,52	4,92	6,68	8,8	12,3	16,2	20	36,9	440
	66	5,98	8,4	11,6	15,8	21,5	28,1	35,2	65,1	774
	78	9,8	13,7	19	25,7	35,2	45,7	57	105,5	1231
	91	14,4	20,8	28,8	38	52,8	68,6	85,5	154,7	
	103	21,1	29,9	41,1	54,9	75,6	98,5	123,1	228,6	
	128	37,3	53,1	73,2	97,8	135,4	175,9	219,8	397,4	
	153	63,7	90,7	124,5	166	230	298,9	327,8	633,1	
R22 (при ΔT = 1°С)	13									12,66
	16								2,11	24,62
	22	0,56	0,8	1,09	1,55	2	2,64	3,31	5,28	63,3
	28	1,2	1,69	2,29	3,2	4,19	5,45	6,79	10,6	126,6
	34	1,76	2,85	3,94	5,59	7,28	9,5	12	18,3	222
	41	3,27	4,71	6,3	8,8	11,6	15,1	19	29,9	352
	53	6,68	9,8	13	18,3	23,9	31,3	39	61,5	739
	66	12,3	17,6	23,2	33,1	43,3	56,3	70,3	109	1319
	78	19,3	28,1	37,3	52,8	68,9	89,7	112,5	175,9	
	91	29,5	42,2	56,3	79,5	103,8	135,4	168,8	263,8	
	103	42,2	60,5	80,5	113,5	148,8	193,4	242	369,3	
	128	74,6	107,6	144,2	202,2	263,8	344,7	429,1	668,2	
	153	122,4	175,9	233,9	330,6	432,6	562,7	703,4	1072,7	
R717 (при ΔT= = 0,5°С)	10									60
	15				0,91	1,34	1,76	2,18	3,52	120
	20				1,93	2,67	3,69	4,57	7,39	264
	25				3,69	5,38	7,03	8,79	14,42	528
	32				7,56	11	14,42	17,94	29,9	1073
	40				12	17,6	22,9	28,5	44	1723
	50				22,2	32,4	42,2	52,8	88	
	65				36,2	52,8	68,6	85,5	141	
	75				64,7	94,3	123	153,7	250	
	90				96	140	183	228,6	369	
	100				132,9	194,1	253	316,5	510	
	125				240,2	351,7	457	570	914	
	150				386,9	566,2	739	921	1495	
	200				907,4	1322	1723	2145		

См. табл. 19-6

Примечания:

1. Холодопроизводительность указана при снижении давления из-за трения на 30 м эквивалентной длины, соответствующем изменению температуры насыщения ΔT.
2. Холодопроизводительность указана при температуре насыщения нагнетаемого пара — 18°С. Для значений холодопроизводительности при температуре насыщения нагнетаемого пара, отличного от — 18°С, умножить величину в таблице 19-7 на приведенный в табл. 19-7а поправочный коэффициент.

Таблица 19-7а

Хладагент	Трубопровод	Температура насыщения нагнетаемого пара, °С						
		—34	—29	—23	—18	—12	—7	—1
R12	Всасывающий	1,12	1,07	1,03	1	0,96	0,93	0,9
	Нагнетательный	0,55	0,7	0,85	1	1,25	1,5	1,8
R22	Всасывающий	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,9
	Нагнетательный	0,58	0,71	0,85	1	1,2	1,45	1,80
R717	»			0,77	1	1,23	1,45	1,67

3. Для других значений изменения температуры насыщения ΔT (в °С) и эквивалентной длины $L_э$ (в м) холодопроизводительность

$$Q_{0д} = Q_{0т}\,[30/L_э)\,(\Delta T_д/\Delta T_т)]^{0,55},$$

где $Q_{0т}$ — значение холодопроизводительности по таблице, кВт; $\Delta T_т$ — значение изменения температуры насыщения, °С; $\Delta T_д$ — действительное значение изменения температуры насыщения, °С.

4. Для других значений холодопроизводительности $Q_{0д}$ (в кВт) и эквивалентной длины $L_э$ (в м) при данном диаметре трубы действительное значение изменения температуры насыщения

$$\Delta T_д = \Delta T_т\,(L_э/30)\,(Q_{0д}/Q_{0т})^{1,8}.$$

5. Холодопроизводительность при использовании жидкостного трубопровода от конденсатора к ресиверу для хладагентов R12, R22, R717 приведена соответственно в табл. 19-3, 19,4. 19-6.

диаметр горизонтального участка трубопровода увеличивается и масло не может стекать обратно в вертикальный участок трубопровода.

ДВУХТРУБНЫЕ ВСАСЫВАЮЩИЕ ЛИНИИ

Если общая длина всасывающей линии невелика, а ее горизонтальная часть имеет достаточно большой диаметр (минимальная нагрузка на установку более 25% от максимальной), то при небольшом диаметре вертикального участка в период минимальной нагрузки обеспечивается такая скорость движения хладагента, которая не создает значительного снижения давления. Если всасывающая линия имеет большую протяженность (минимальная нагрузка на установку менее 25% от максимальной), то недостаточный диаметр вертикального участка приводит в период максимальной нагрузки к значительному снижению давления хладагента, особенно в низкотемпературных установ-

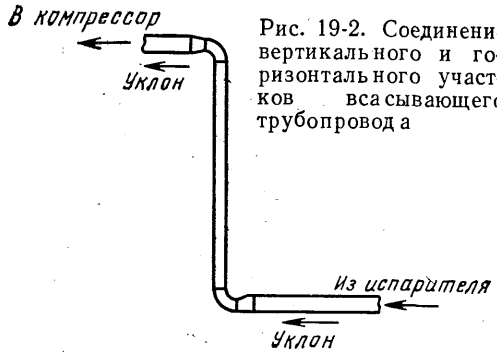


Рис. 19-2. Соединение вертикального и горизонтального участков всасывающего трубопровода

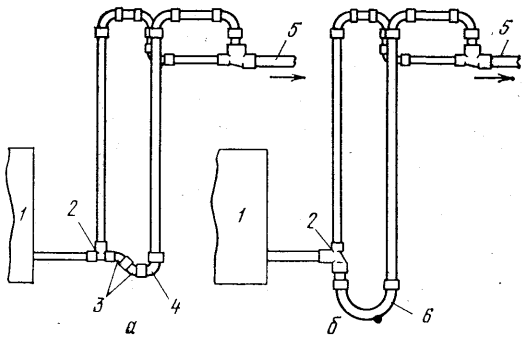


Рис. 19-3. Варианты двухтрубной всасывающей линии:

1 — испаритель; *2* — тройник; *3* — колено (угол 45°); *4* — колено (угол 90°); *5* — всасывающий трубопровод; *6* — U-образная трубка

ках. В этих случаях необходимо применять двухтрубную линию, показанную на рис. 19-3.

Вертикальный трубопровод небольшого диаметра предназначен для циркуляции хладагента в период минимальной нагрузки, а две вертикальные трубы — во время максимальной нагрузки. Труба большего диаметра имеет внизу отделитель. При минимальной нагрузке масло осаждается в отделителе и блокирует поток пара через вертикальную трубу большего диаметра, увеличивая тем самым интенсивность потока и скорость движения в вертикальной трубе меньшего диаметра, что обеспечивает перемещение масла вверх. При увеличении нагрузки на систему скорость движения пара в вертикальной трубе меньшего диаметра увеличивается до тех пор, пока снижение давления в ней не будет достаточным для уноса масла из отделителя, после чего поток хладагента проходит через обе трубы.

Отделитель в нижней части большей трубы образован из двух колен с углом 45° и одного колена с углом 90°. Это делается для того, чтобы количество отделенного масла было минимальным. Перевернутый отделитель (петлю) применяют для присоединения вертикальной трубы к верхнему горизонтальному трубопроводу, чтобы масло не стекало обратно.

КОНСТРУКЦИЯ ВСАСЫВАЮЩЕГО ТРУБОПРОВОДА

Всасывающий трубопровод располагают таким образом, чтобы исключить возможность попадания жидкого хладагента (или большого количества масла) в компрессор во время рабочей или нерабочей части цикла, а также при его пуске. Для этой же цели целесообразно установить регенеративный теплообменник при использовании испарителей непосредственного охлаждения, подача хладагента в которые осуществляется с помощью ТРВ. Во время нерабочей части цикла ТРВ часто не закрывается достаточно плотно, в результате чего происходит протечка жидкого хладагента в испаритель из жидкостного трубопровода. При пуске компрессора избыточное количество жидкости переливается во всасывающий трубопровод и поступает в компрессор, если нет регенеративного теплообменника для улавливания и испарения жидкости до компрессора. Регенеративный теплообменник предназначен также для улавливания и испарения жидкости, которая может попасть во всасывающий трубопровод из-за избыточной подачи хладагента регулирующим вентилем при пуске или внезапном изменении нагрузки на испаритель.

Регенеративный теплообменник не устанавливают в случае, если машина работает в цикле поддержания низкого давления в картере компрессора, т. е. когда весь жидкий хладагент выкипает и отсасывается из испарителя до выключения компрессора. При этом электромагнитный вентиль, смонтированный на жидкостном трубопроводе до регулятора расхода хладагента, предотвращает попадание жидкого хладагента в испаритель из жидкостного трубопровода в случае неплотного закрытия регулирующего вентиля.

Если испаритель расположен над компрессором, а машина не работает в цикле поддержания низкого давления в картере компрессора, то всасывающий трубопровод должен иметь подъем после термобаллона регулирующего вентиля, чтобы жидкий хладагент не стекал из испарителя в компрессор во время нерабочей части цикла (рис. 19-4). Когда машина работает в цикле поддержания низкого давления в картере компрессора, то ловушку для хладагента можно не устанавливать, чтобы трубопровод обеспечивал свободную циркуляцию хладагента и масла (пунктирная линия на рис. 19-4).

При размещении испарителя под компрессором и монтаже всасывающей вертикальной линии рядом с испарите-

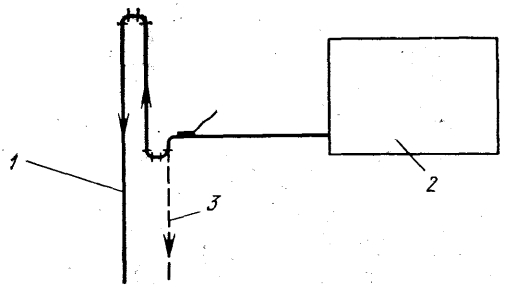


Рис. 19-4. Расположение всасывающей линии при размещении испарителя над компрессором:

1 — всасывающий трубопровод при работе без поддержания низкого давления в картере компрессора; *2* — испаритель; *3* — всасывающий трубопровод при работе с поддержанием низкого давления в картере компрессора

лем делают ловушку для предотвращения накапливания жидкого хладагента в точке расположения термобаллона (рис. 19-5). Если монтировать ловушку нецелесообразно, то термобаллон крепят к вертикальной трубе примерно на 0,3—0,5 м выше горизонтального коллектора (см. пунктирную линию на рис. 19-5).

Каждый из нескольких испарителей (или секций испарителя) присоединяют к общему всасывающему трубопроводу с помощью индивидуальной вертикальной трубы (рис. 19-6). ТРВ работают неудовлетворительно, если нагрузка на испаритель ниже 50% от расчетной производительности вентиля. Это нужно

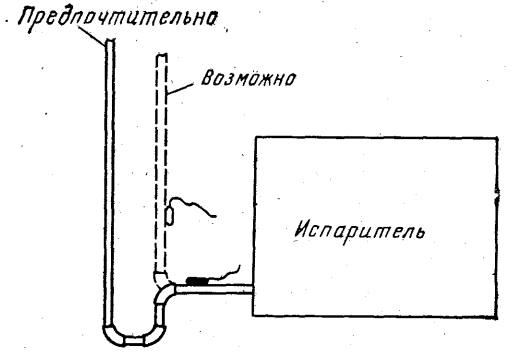


Рис. 19-5. Расположение всасывающей линии при размещении испарителя под компрессором

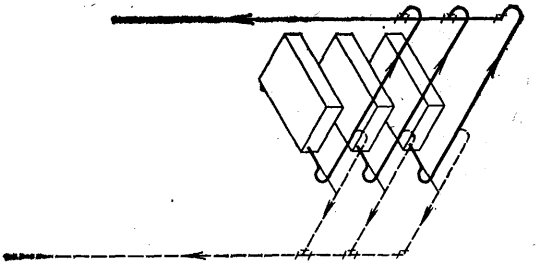


Рис. 19-6. Испарители с индивидуальными всасывающими трубопроводами

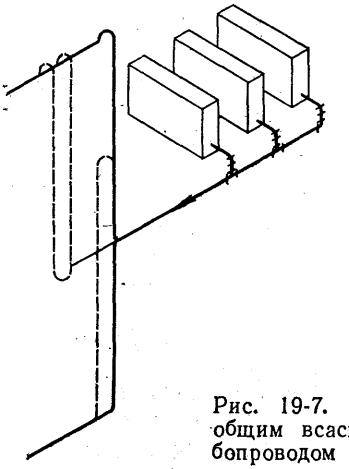


Рис. 19-7. Испарители с общим всасывающим трубопроводом

учитывать при определении скорости потока хладагента через вертикальную трубу. Применение индивидуальной вертикальной трубы для каждого испарителя (или отдельной секции) обеспечивает возврат масла при минимальной нагрузке. На рис. 19-7—19-9 показаны некоторые способы присоединения ряда испарителей к общему всасывающему трубопроводу, когда нецелесообразно применение индивидуальных вертикальных труб.

Всасывающий трубопровод подводят к компрессору сверху. Трубопровод прокладывают без отделителя жидкости и монтируют так, чтобы масло стекало из него в компрессор. Если несколько компрессоров присоединены к общему всасывающему коллектору, то трубопровод следует выполнить таким образом, чтобы одинаковое количество масла

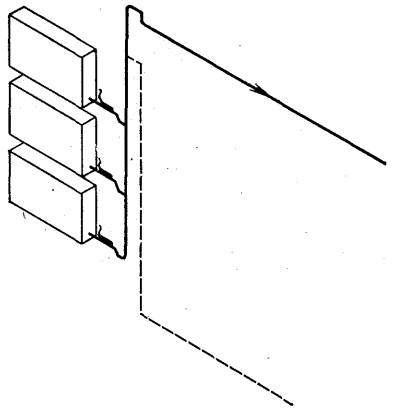


Рис. 19-8. Соединение испарителей, расположенных на разных уровнях, с общим всасывающим вертикальным трубопроводом

возвращалось в каждый из них. Типичные примеры расположения трубопроводов для нескольких компрессоров показаны на рис. 19-10 и 19-11.

НАГНЕТАТЕЛЬНЫЙ ТРУБОПРОВОД

Диаметр нагнетательного трубопровода определяют так же, как диаметр всасывающего трубопровода. Сопротивление нагнетательного трубопровода повышает давление нагнетания, уменьшает производительность и КПД машины. Поэтому диаметр нагнетательного трубопровода должен быть такого размера, чтобы обеспечивалось минимальное снижение давления хладагента. Величины производительности нагнетательных трубопроводов различных размеров приведены в табл. 19-3—19-6. В основу данных, приведенных в таблицах, положена величина общего снижения давления хладагента на 30 м эквивалентной длины, соответствующего уменьшению температуры насыщения на 1°С хладагента R12, R22, R502 и 0,5°С аммиака.

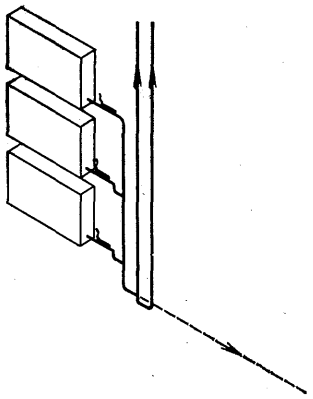


Рис. 19-9. Соединение испарителей, расположенных на разных уровнях, с двухтрубным всасывающим вертикальным трубопроводом

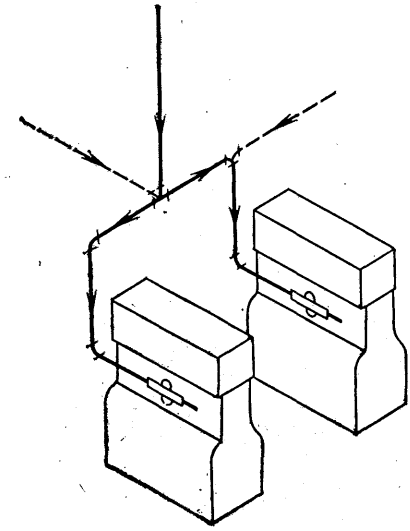


Рис. 19-10. Всасывающие трубопроводы двух компрессоров, соединенных параллельно

Горизонтальный нагнетательный трубопровод должен иметь наклон в направлении потока хладагента, чтобы масло из компрессора поступало в конденсатор, а не стекало обратно в компрессор. Минимальная скорость движения пара в горизонтальном нагнетательном трубопроводе обычно не является определяющим фактором, однако скорости движения пара в нагнетательном вертикальном трубопроводе необходимо уделить особое внимание. Как и в случае со всасывающим вертикальным трубопроводом, нагнетательный вертикальный трубопровод должен быть сконструирован таким образом, чтобы скорость

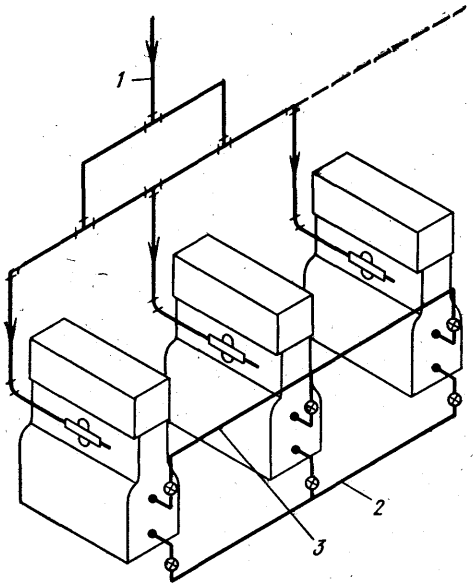
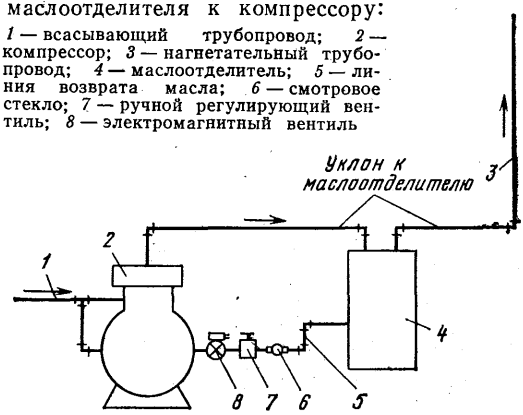


Рис. 19-11. Трубопроводы трех компрессоров, соединенных параллельно:
1 — всасывающий трубопровод; *2* — уравнительная линия для масла; *3* — уравнительная линия давления в картере

движения пара в нем при минимальной нагрузке была достаточна для перемещения масла вверх (см. табл. 9-2). Если производительность машины меняется в широком диапазоне, то можно применять двухтрубную линию при отсутствии маслоотделителя в нагнетательном трубопроводе. При наличии маслоотделителя скорость движения пара в нагнетательном вертикальном трубопроводе не является определяющим фактором. В нем давление снижается на малую величину, чтобы масло в период минимальной нагрузки стекало обратно в отделитель (рис. 9-12).

Когда компрессор не работает, масло, прилипшее к внутренней поверхности нагнетательного вертикального трубопровода, стекает вниз. Если его высота превышает 2—3 м, то количество стекающего масла может быть довольно значительным. В связи с этим в нижней части вертикального нагнетательного трубопровода следует сделать петлю,

Рис. 19-12. Схема присоединения маслоотделителя к компрессору:
1 — всасывающий трубопровод; *2* — компрессор; *3* — нагнетательный трубопровод; *4* — маслоотделитель; *5* — линия возврата масла; *6* — смотровое стекло; *7* — ручной регулирующий вентиль; *8* — электромагнитный вентиль



чтобы масло не могло попасть из нагнетательного трубопровода обратно в компрессор. В этой петле (отделителе) собирается также жидкий хладагент, который конденсируется в нагнетательном вертикальном трубопроводе во время нерабочей части цикла. Через каждые 7,5 м вертикального участка нагнетательного трубопровода должны быть смонтированы дополнительные отделители (рис. 19-13). Размер отделителя по горизонтали должен быть минимальным. Его можно изготовить из двух колен с углом 90°С. Высота отделителя должна быть примерно 0,5 м.

Отделитель не устанавливают, если применяют маслоотделитель, так как масло или жидкий хладагент будет стекать в маслоотделитель из вертикальной линии во время нерабочей части цикла. Необходимо принять определенные меры для предотвращения возможности перетекания жидкого хладагента из маслоотделителя в картер компрессора во время нерабочей части цикла (см. с. 440—442).

Продувочный вентиль для выпуска неконденсирующихся газов из системы монтируют в самой высокой точке нагнетательного трубопровода или конденсатора.

При параллельной работе двух или большего количества компрессоров нагнетательный трубопровод монтируют

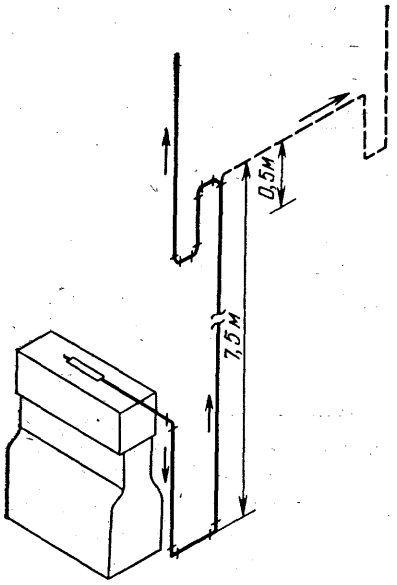


Рис. 19-13. Расположение нагнетательного вертикального трубопровода

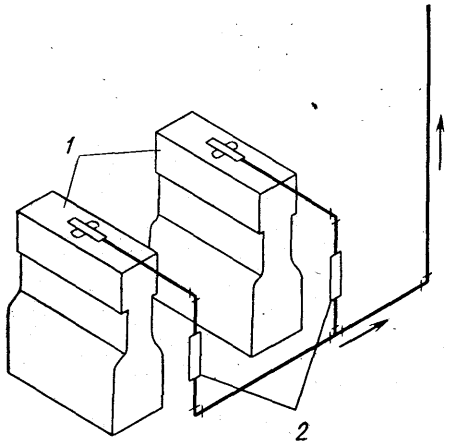


Рис. 19-14. Нагнетательный трубопровод компрессоров, соединенных параллельно: *1* — компрессоры; *2* — глушители на стороне нагнетания

таким образом, чтобы масло, которое уносится из работающего компрессора, не поступало в бездействующий. Сжатый пар из одного компрессора не должен нагнетаться в другой. В правильно смонтированной установке нагнетательные патрубки каждого компрессора соединяются с общим нагнетательным трубопроводом у пола (рис. 19-14). При таком расположении трубопроводов не нужен отделитель, так как нижний коллектор выполняет его функцию.

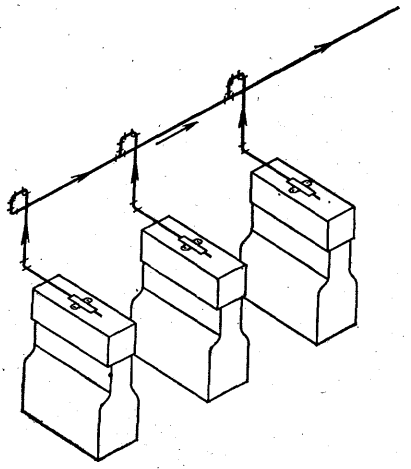


Рис. 19-15. Нагнетательный трубопровод компрессоров, соединенных параллельно

Если нагнетательный коллектор должен быть расположен над компрессорами, то нагнетательные патрубки каждого из компрессоров присоединяются к коллектору сверху (см. рис. 19-15), в результате чего масло не стекает из него в бездействующий компрессор.

Для уменьшения шума и вибрации при работе компрессора рекомендуется монтировать глушитель на горизонтальном или вертикальном участке нагнетательного трубопровода с движением пара вниз, как показано на рис. 19-14. Его не следует устанавливать на вертикальном участке нагнетательной линии с движением хладагента вверх.

ЖИДКОСТНЫЙ ТРУБОПРОВОД

Жидкостный трубопровод предназначен для подачи потока переохлажденного жидкого хладагента из ресивера к регулятору расхода при достаточно высоком давлении, чтобы последний мог работать эффективно. Хладагент нахо-

дится в жидком состоянии, и масло, поступающее в трубопровод, легко переносится вместе с ним в испаритель. В связи с этим к жидкостному трубопроводу предъявляют менее жесткие требования, чем к другим трубопроводам хладагента. Следует только предотвратить возможность испарения жидкости до ее поступления в регулятор расхода. Образование пара в жидкостном трубопроводе снижает производительность регулятора расхода хладагента, вызывает эрозию иглы и седла вентиля и часто является причиной неравномерной подачи потока жидкого хладагента в испаритель. Для предотвращения парообразования хладагента в трубопроводе необходимо, чтобы давление жидкости в нем было выше давления насыщения.

В связи с тем что жидкость на выходе из конденсатора обычно переохлаждена на 3—5°С, она не кипит в трубопроводе, если давление хладагента до регулятора расхода снижается не более чем на 35—70 кПа. Однако при снижении давления более 70 кПа нужно дополнительно переохлаждать жидкость для предотвращения процесса парообразования. В большинстве случаев требуемое переохлаждение обеспечивается регенеративным теплообменником и переохладителем с водяным охлаждением. В исключительных случаях применяют переохладитель непосредственного охлаждения (рис. 19-16).

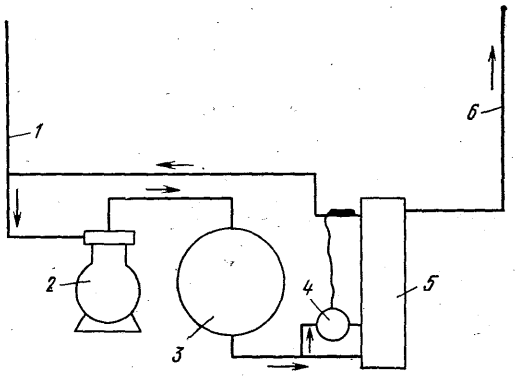


Рис. 19-16. Схема переохлаждения жидкого хладагента:

1 — всасывающий трубопровод; *2* — компрессор; *3* — водяной конденсатор; *4* — регулирующий вентиль; *5* — переохладитель непосредственного охлаждения; *6* — трубопровод переохлажденной жидкости

Величину требуемого переохлаждения в отдельной установке определяют путем расчета снижения давления в жидкостном трубопроводе. Снижение давления хладагента является не только результатом потерь на трение, но и следствием перемещения его по вертикали. Жидкостные трубопроводы можно выбрать в табл. 19-2—19-5. Статическое снижение давления (в Па) на 1 м подъема по вертикали определяют, умножая значение плотности жидкости (в кг/м^3) на величину ускорения свободного падения (9,807 Н/кг), как указано на с. 296.

Пример 19-3. Холодильная машина, работающая на R12, имеет производительность 123 кВт при температуре конденсации 38°С. Эквивалентная длина жидкостного трубопровода, включая арматуру и колена, составляет 20 м. Жидкостный вертикальный участок с движением хладагента вверх высотой 7 м. Определить диаметр требуемого жидкостного трубопровода, общее снижение давления в трубопроводе, величину переохлаждения жидкости для предотвращения ее дросселирования.

Р е ш е н и е. В табл. 19-3 находим, что медный трубопровод с наружным диаметром 34 мм имеет пропускную способность, соответствующую производительности 123,5 кВт при снижении давления 12,4 кПа на 30 м эквивалентной длины трубы.

Потери на трение в трубе на 20 м эквивалентной длины равны: $\Delta p_{тр} = (20 \text{ м}/30 \text{ м}) \times \times 12{,}4$ кПа $= 8{,}27$ кПа.

В табл. 16-3 находим, что плотность жидкости при 38°С равна 1261,13 кг/м^3.

Потеря давления на 1 м подъема трубопровода $\Delta p_п = 1261{,}13$ кг/м^3 $\times$ 9,807 Н/кг $=$ $= 12368$ Па $= 12{,}37$ кПа.

Потеря статического давления $\Delta p_{ст} =$ $= 12{,}37$ кПа/м $\times$ 7 м $= 86{,}59$ кПа.

Общее снижение давления в жидкостном трубопроводе составляет: $\Delta p = 8{,}27$ кПа $+$ $+86{,}59$ кПа $= 94{,}86$ кПа.

При температуре конденсации 38°С давление в конденсаторе составляет 914 кПа абс. Давление перед регулятором расхода хладагента равно 819 кПа абс., которому соответствует температура 34°. Величина требуемого переохлаждения приблизительно равна 4°С (38°С — 34°С).

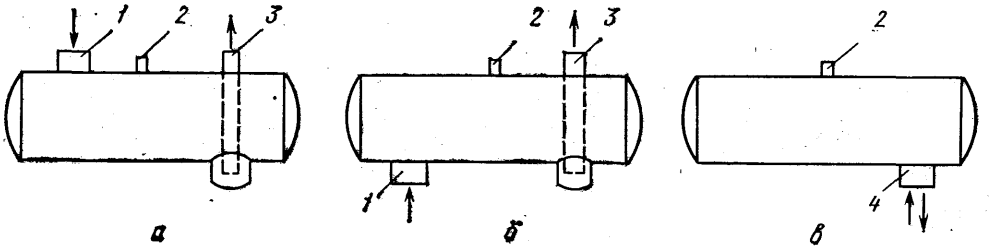


Рис. 19-17. Типы ресиверов:
а и *б* — проходные; *в* — буферный: *1* — входной патрубок; *2* — патрубок уравнительной линии; *3* — выходной патрубок; *4* — патрубок входа и выхода

ТРУБОПРОВОД, СОЕДИНЯЮЩИЙ КОНДЕНСАТОР С РЕСИВЕРОМ

Количество хладагента в испарителе и конденсаторе меняется в зависимости от тепловой нагрузки на установку. Поэтому во всех установках, имеющих ручные, автоматические, терморегулирующие или поплавковые вентили низкого давления, применяют ресивер. Исключением являются установки с водяным конденсатором, выполняющим также роль ресивера, а также установки с воздушным конденсатором, в котором имеется змеевик для переохлаждения жидкости. Ресивер компенсирует колебания в величине зарядки хладагента, предотвращает повышение уровня жидкости в конденсаторе, которое может привести к уменьшению его эффективной поверхности. В ресивере помещается запас жидкого хладагента.

Трубопровод от конденсатора к ресиверу должен быть сконструирован таким образом и иметь такой диаметр, чтобы обеспечить свободный слив жидкости из конденсатора. Если давление в ресивере становится выше давления в конденсаторе, то пар, находящийся в ресивере, будет препятствовать сливу жидкого хладагента из конденсатора. Это происходит, когда ресивер нагревается больше конденсатора, например в зимнее время и при пониженной нагрузке. Чтобы обеспечить слив жидкого хладагента из конденсатора, давление в ресивере и конденсаторе уравнивают.

Существуют два основных типа ресиверов: проходной и буферный (рис. 19-17). Проходной ресивер может иметь подвод жидкости снизу или сверху. При наличии проходного ресивера вся жидкость стекает из конденсатора в ресивер до поступления в жидкостный трубопровод. Буферный ресивер отличается от проходного тем, что в него поступает часть жидкости из конденсатора, которая не вместилась в испарителе. В буферном ресивере жидкость входит и выходит через один и тот же патрубок.

В проходном ресивере с подводом жидкости сверху уравнивание давления в ресивере и конденсаторе осуществляется непосредственно через соеди-

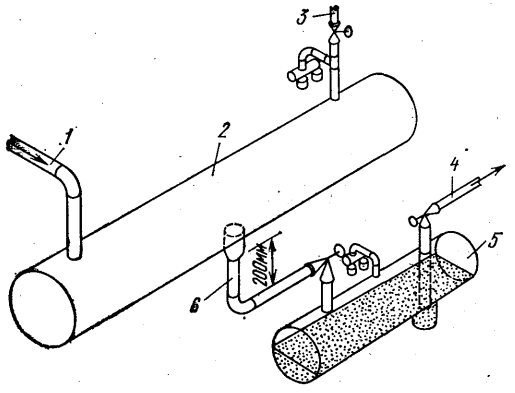


Рис. 19-18. Ресивер с подводом жидкости сверху:
1 — входной патрубок пара; *2* — конденсатор; *3* — продувочный вентиль; *4* — патрубок выхода жидкости; *5* — проходной ресивер; *6* — трубопровод входа жидкости

няющий их трубопровод, если при данном его диаметре скорость движения хладагента не превышает 0,5 м/с и он не имеет петли (рис. 19-18). Все горизонтальные трубопроводы должны иметь уклон к ресиверу не менее 20 мм на 1 м длины. Запорный вентиль на трубопроводе располагают не менее чем на 200 мм ниже выходного отверстия конденсатора и монтируют таким образом, чтобы шпиндель вентиля был в горизонтальном положении. Если в трубопроводе имеется петля, то ресивер соединяют с конденсатором отдельной уравнительной линией (рис. 19-19). Применяя уравнительную линию, трубопровод, соединяющий конденсатор с ресивером, изготовляют из трубы такого диаметра, чтобы скорость потока хладагента составляла 0,75 м/с.

Ресиверы с нижним подводом жидкости как проходного, так и буферного типов должны иметь уравнительные линии. Чтобы предотвратить накапливание жидкости в конденсаторе, расстояние по вертикали h (см. рис. 19-19) между выходным патрубком конденсатора и максимальным уровнем жидкости в ресивере должно быть не менее 300 мм.

На рис. 19-20 показано расположение трубопроводов двух параллельно

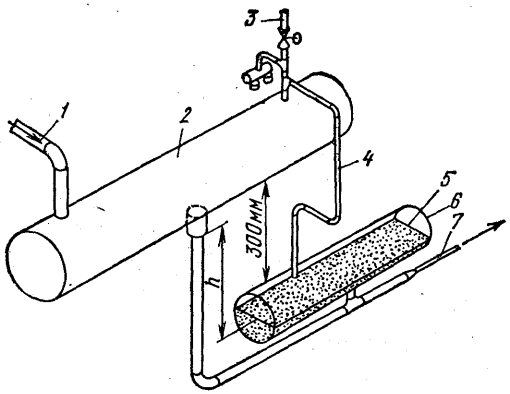


Рис. 19-19. Буферный ресивер:

1 — патрубок входа пара; *2* — конденсатор; *3* — продувочный вентиль; *4* — уравнительная линия; *5* — максимально ожидаемый рабочий уровень жидкости; *6* — буферный ресивер; *7* — патрубок выхода жидкости

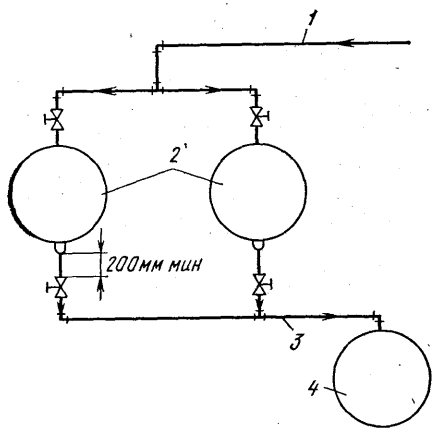


Рис. 19-20. Параллельно соединенные кожухотрубные конденсаторы с подачей жидкости в ресивер сверху:

1 — трубопровод подачи пара; *2* — конденсаторы; *3* — трубопровод слива жидкости в ресивер; *4* — ресивер

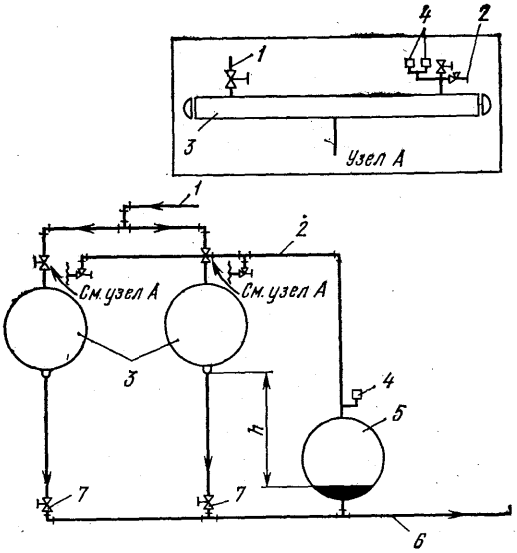


Рис. 19-21. Параллельно соединенные кожухотрубные конденсаторы с подачей жидкости в ресивер снизу:

1 — линия входа пара; *2* — уравнительная линия; *3* — конденсаторы; *4* — предохранительные клапаны; *5* — ресивер высокого давления; *6* — жидкостная линия (ниже уровня жидкости в ресивере); *7* — вентили

соединенных конденсаторов, которые подключены к ресиверу с подводом жидкости сверху. Соединение конденсаторов с ресивером (жидкость в него поступает снизу) показано на рис. 19-21.

МАСЛООТДЕЛИТЕЛИ

Маслоотделители устанавливают в нагнетательном трубопроводе любой системы при неполном или затрудненном возврате масла, а также в том случае, когда количество циркулируемого масла может быть слишком большим, из-за чего понижается производительность теплообменных аппаратов. Рекомендуется монтировать маслоотделители в нагнетательном трубопроводе установок, которые работают на хладагентах, не растворяющихся в масле; низкотемпературных систем; установок с затопленными испарителями для охлаждения жидкого хладоносителя; любой установки с регулированием производительности и вертикальными всасывающими и нагнетательными линиями большой протяженности с движением хладагента вверх.

Маслоотделители, монтируемые в нагнетательных трубопроводах, делятся на два основных типа: ударные и охлаждаемые. Ударный отделитель (рис. 19-22) состоит из ряда сеток и перегородок, через которые проходит пар хладагента, насыщенный маслом. При входе в отделитель скорость движения пара значительно снижается из-за большего диаметра отделителя по сравнению с диаметром нагнетательного трубопровода, в результате чего частицы масла, имеющие бо́льшую кинетическую энергию, чем пар хладагента, ударяются о поверхность сеток и перегородок. Масло стекает с сеток и перегородок на дно отделителя, а затем возвращается через поплавковый вентиль в картер или всасывающий патрубок компрессора (см. рис. 19-12).

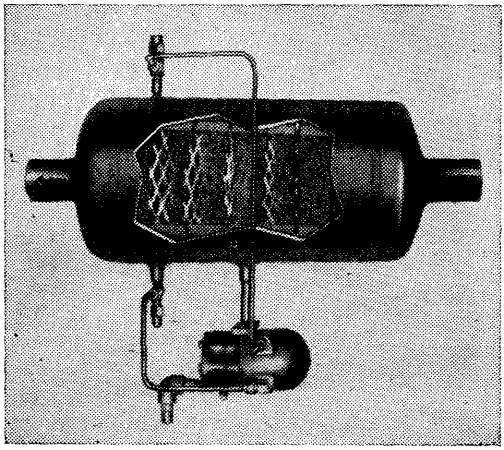


Рис. 19-22. Ударный маслоотделитель

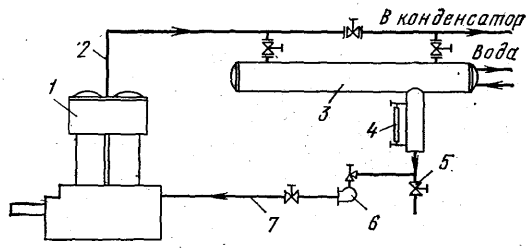


Рис. 19-23. Схема присоединения охлаждаемого маслоотделителя:
1 — компрессор; *2* — линия нагнетания; *3* — маслоотделитель; *4* — смотровое стекло уровня масла; *5* — ручной спускной вентиль; *6* — поплавковый клапан; *7* — линия возврата масла в картер компрессора

Водоохлаждаемый отделитель, называемый иногда маслоохладителем, подобен по конструкции водяному конденсатору. Вода циркулирует через трубчатый змеевик, а нагнетаемый пар проходит через кожух. Масло отделяется от пара, осаждаясь на холодных водяных трубах, и стекает в горшок. Масло выливают из горшка вручную или оно автоматически возвращается в компрессор через поплавковый вентиль (рис. 19-23). Необходимо тщательно регулировать расход воды через отделитель, чтобы пар хладагента не охлаждался ниже температуры конденсации, иначе он сконденсируется в отделителе, и жидкий хладагент поступит в картер компрессора через поплавковый вентиль.

В жидкостном трубопроводе некоторых низкотемпературных установок иногда монтируют отделитель непосредственного охлаждения. Его принцип действия подобен принципу действия

переохладителя жидкости непосредственного охлаждения. Жидкий хладагент, проходящий через отделитель, охлаждается до такой температуры, при которой масло застывает на его трубках. Масло спускают из отделителя, выключив последний из рабочего цикла, и нагревают его до температуры выше температуры застывания масла.

Маслоотделители обычно очень эффективно отделяют масло от пара хладагента. Однако они не имеют КПД, равный 100%, и поэтому необходимо применять дополнительные средства для отделения небольшого количества масла, проходящего через отделитель и поступающего в другие узлы системы. Ниже дано описание некоторых устройств для дополнительного отделения масла.

Основная трудность, имеющая место при использовании маслоотделителя в нагнетательном трубопроводе, обусловлена возможностью прохождения жидкого хладагента из маслоотделителя в картер компрессора, когда последний не работает. Жидкий хладагент может стекать в отделитель из нагнетательного трубопровода или конденсироваться в отделителе во время нерабочей части цикла.

Если компрессор работает, то температура маслоотделителя относительно высокая и вероятность конденсации жидкого хладагента в маслоотделителе мала, в особенности когда отделитель смонтирован близко к компрессору. Однако при выключенном компрессоре отделитель охлаждается и часть пара высокого давления может сконденсироваться в отделителе. Уровень жидкости в отделителе повышается, поплавковый вентиль открывается, и смесь масла с жидким хладагентом подается в картер компрессора. Хладагент конденсируется в отделителе, если последний установлен в более холодном месте, чем конденсатор. Жидкость выкипает в конденсаторе, образовавшийся пар поступает в отделитель и там сжижается.

Для предотвращения поступления жидкого хладагента из маслоотделителя в картер компрессора во время нерабочей части цикла линия спуска масла из отделителя должна быть соединена со всасывающим патрубком компрессора, а не с картером. На этой линии необходимо установить электромагнитный вентиль, смотровое стекло, ручной регулирующий вентиль и ручной запорный вентиль (см. рис. 19-12). Наблюдая через смотровое стекло за потоком хладагента, ручной дроссельный вентиль регулируют таким образом, чтобы жидкость (смесь масла с хладагентом) медленно перетекала из маслоотделителя во всасывающий патрубок компрессора. Электромагнитный вентиль сблокирован с магнитным пускателем электродвигателя компрессора и открыт только в том случае, когда компрессор работает. Таким образом предотвращается поступление жидкого хладагента и масла из маслоотделителя в компрессор во время нерабочей части цикла, но продолжается их медленное перетекание во всасывающий патрубок компрессора при работе последнего.

Маслоотделитель монтируют в наиболее теплом месте вблизи компрессора для уменьшения конденсации пара хладагента в аппарате во время нерабочей части цикла. Маслоотделитель следует хорошо изолировать для уменьшения теплопередачи при выключении компрессора.

В некоторых случаях масло спускают из маслоотделителя в маслосборник, где оно хранится до подачи в картер компрессора (см. рис. 17-39). В маслосборнике имеется нагревательный элемент. Выкипающий в нем хладагент подается во всасывающий трубопровод. Масло поступает из маслосборника в картер компрессора через поплавковый клапан.

Маслосборник не применяют для компрессора, у которого в картере имеется обратный клапан. В связи с тем что давление в маслосборнике равно

давлению всасывания, под действием более высокого давления все масло из картера поступит в маслосборник. При использовании маслосборника необходимо демонтировать обратный клапан и установить нагреватель картера.

АММИАЧНЫЕ ТРУБОПРОВОДЫ

Аммиак не растворяется в масле. Поэтому масло, поступающее из компрессора в нагнетательный трубопровод, не циркулирует с хладагентом в системе. Для уменьшения до минимума количества масла, поступающего в систему, маслоотделитель устанавливают в нагнетательном трубопроводе. Необходимо принять меры для удаления из системы и возврата в картер того небольшого количества масла, которое проходит через отделитель.

Масло тяжелее жидкого аммиака, и поэтому оно отделяется и осаждается в низких точках системы. По этой причине все ресиверы, испарители, отделители жидкости и другие сосуды, содержащие жидкий аммиак, оборудованы горшками. Масло стекает в них непрерывно или периодически. Вполне естественно, что необходимо время от времени добавлять масло в картер компрессора.

Смазочное масло не возвращается в компрессор через трубопроводы хладагента, следовательно, скорость движения пара в аммиачном трубопроводе не имеет особого значения. Диаметр трубопровода рассчитывают, исходя из наименьшей величины снижения давления.

ВОЗВРАТ МАСЛА ИЗ ИСПАРИТЕЛЕЙ ЗАТОПЛЕННОГО ТИПА

Конструкция некоторых испарителей, работающих на фторированных хладагентах, такова, что масло, поступающее в испаритель, не уносится паром хладагента во всасывающий трубопровод и не возвращается в компрессор. Наиболее распространенными испарителями такого типа являются затопленные охладители жидкости и некоторые воздухоохладители непосредственного охлаждения. Хладагент в них подается снизу с помощью ТРВ, а масло не возвращается в компрессор из-за недостаточной скорости движения и турбулентности потока хладагента в испарителе.

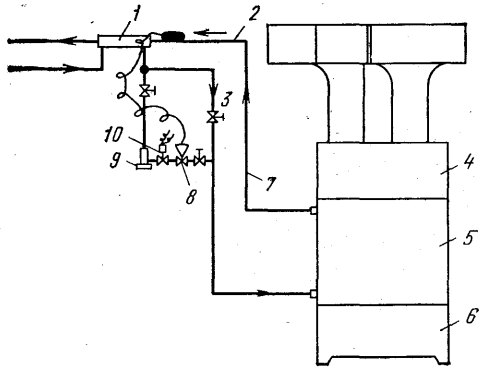


Рис. 19-24. Затопленный воздухоохладитель с принудительной циркуляцией воздуха:
1 — регенеративный теплообменник; *2* — всасывающая линия; *3* — ручной регулирующий вентиль; *4* — вентилятор; *5* — испаритель; *6* — поддон; *7* — всасывающий вертикальный трубопровод (для возврата масла при минимальной нагрузке); *8* — ТРВ; *9* — фильтр; *10* — электромагнитный вентиль

В испарителе указанного типа возврат масла обычно осуществляется посредством уставки регулирующего вентиля на низкий перегрев пара и незначительную избыточную подачу хладагента в испаритель. В результате этого небольшое количество жидкости в смеси с маслом из испарителя непрерывно поступает во всасывающий трубопровод. Таким образом обычно поддерживается допустимая концентрация масла в испарителе. На рис. 19-24 показано, что во всасывающем трубопроводе смонтирован регенеративный теплообменник для испарения жидкого хладагента из его смеси с маслом до поступления ее в компрессор.

Затопленный охладитель жидкости обычно имеет линию спуска масла, ко-

торая позволяет осуществлять перепуск дозированного количества смеси хладагента и масла во всасывающий трубопровод или в маслосборник. На спускной линии монтируют дроссельный вентиль для регулирования интенсивности потока и электромагнитный вентиль. Он открывается только в том случае, когда компрессор работает. В результате при отключенном компрессоре в спускную линию жидкость не поступает.

Хладагент R12 полностью растворяется в масле при всех температурах выше температуры его застывания. Поэтому спускную линию масла из охладителя, работающего на R12, присоединяют к аппарату ниже уровня жидкости в нем. Хладагент R22 растворяется в масле только частично в зависимости от температуры кипения. При относительно низкой турбулентности потока хладагента в испарителе смесь его с маслом разделяется на два слоя, причем концентрация масла более высокая в верхнем слое. По этой причине линию спуска масла из охладителя, работающего на R22, присоединяют к аппарату на середине уровня жидкости в нем.

На рис. 17-30 показано, что на линии спуска масла во всасывающий трубопровод установлен регенеративный теплообменник для испарения жидкого хладагента из смеси до ее поступления в компрессор. На рис. 17-39 и 17-41 показано типичное расположение трубопроводов при спуске масла в маслосборник.

ПРИСОЕДИНЕНИЕ ТРУБОПРОВОДОВ К КАРТЕРАМ КОМПРЕССОРОВ

При одновременной работе двух или большего количества компрессоров, присоединенных к общему всасывающему трубопроводу, маловероятно, чтобы возвращающееся из системы масло равномерно поступало в картеры этих компрессоров. Вряд ли количества масла, которые уносятся из каждого компрессора, совершенно равны, даже если их конструкция и размеры одинаковы. Трубопроводы к картерам этих компрессоров присоединяют выше и ниже уровня масла (см. рис. 19-11).

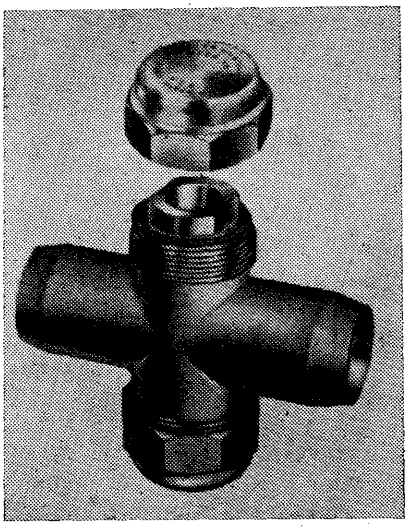
Компрессоры устанавливают на фундаментах таким образом, чтобы отверстия выпуска масла были на одной высоте. Уравнительный масляный трубопровод монтируют на одном уровне с отверстиями выпуска масла из картера или лучше всего ниже этого уровня.

Любая незначительная разность давлений в картерах компрессоров обусловливает неодинаковый уровень масла в них. Для уравнивания давления к картерам компрессоров выше уровня масла присоединяют трубопровод. Трубопровод уравнивания давления можно смонтировать на одном уровне или выше уровня отверстий выпуска масла из картеров. К уравнительному трубопроводу не следует подключать отделитель жидкости.

Диаметры уравнительного трубопровода масла и трубопровода уравнивания давления должны соответствовать диаметрам отверстий выпуска масла из картера. Между компрессорами необходимо установить ручные запорные вентили на обоих трубопроводах, чтобы можно было отсоединить отдельные компрессоры для обслуживания и ремонта без отключения всей системы.

УКАЗАТЕЛИ ПОТОКА ЖИДКОСТИ

Указатель потока жидкости (смотровое стекло) на жидкостном трубопроводе холодильной установки дает возможность визуально определить, достаточно ли хладагента в системе. Если хладагента в системе мало, то в смотровом стекле видны пузырьки пара в потоке жидкости. Смотровое стекло устанавливают ближе к ресиверу, но дальше от вентилей. При наличии длинных жидкостных трубопроводов монтируют дополнительное смотровое стекло перед регулятором расхода (или электромагнитным вентилем) для проверки характера потока жидкости. Пузырьки, на-



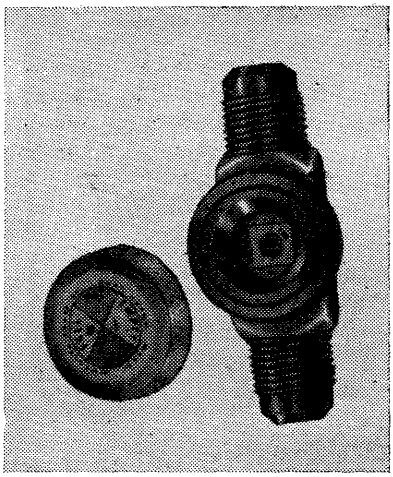


Рис. 19-25. Указатели потока жидкости:
а — смотровое стекло с двумя отверстиями (вверху); *б* — смотровое стекло с индикатором влажности (внизу)

блюдаемые в смотровом стекле, указывают, что жидкость дросселируется в жидкостном трубопроводе вследствие повышенного перепада давления. Пузырьки исчезают только при снижении перепада давления в трубопроводе или большем переохлаждении жидкого хладагента. На рис. 19-25 показаны типичные указатели потока жидкости.

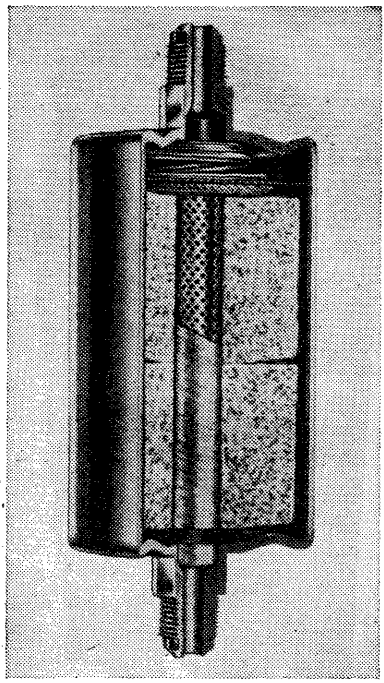


Рис. 19.26. Проходной осушитель одноразового пользования

ОСУШИТЕЛИ ХЛАДАГЕНТА

Осушители хладагента (рис. 19-26) рекомендуется применять во всех холодильных установках, работающих на галоидзамещенных углеводородных хладагентах. В малой установке осушительный патрон заменяют без ее остановки (рис. 19-27). Осушителем пользуются при необходимости. Если осушитель не работает, то вентили *1* и *4* открыты, а вентиль *2* закрыт. Для того чтобы осушитель начал работать, вентили *2* и *4* открывают, а вентиль *1* закрывают. Вентили *2* и *4* не должны быть закрыты одновременно, за исключением тех случаев, когда заменяется осушительный патрон. Если вентили *2* и *4* закрыты, то в осушителе может остаться холодная жидкость, которая при нагревании создаст огромное гидравлическое давление и разорвет его корпус.

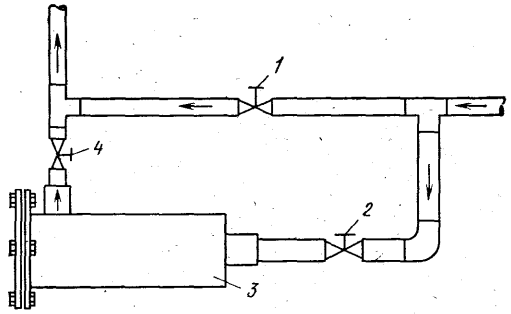


Рис. 19-27. Осушитель, смонтированный в байпасном трубопроводе:
1, 2, 4 — ручные вентили; *3* — осушитель

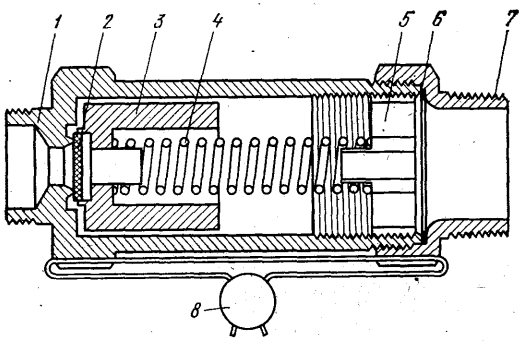


Рис. 19-28. Типичный предохранительный клапан:
1 — корпус клапана; *2* — диск седла; *3* — держатель диска; *4* — пружина; *5* — держатель пружины; *6* — прокладка; *7* — выходной штуцер; *8* — пломба

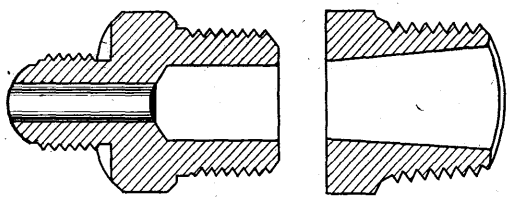


Рис. 19-29. Предохранительная плавкая пробка

ФИЛЬТРЫ

Фильтры устанавливают непосредственно перед всеми автоматическими вентилями в трубопроводах хладагента. Если два или большее количество автоматических вентилей смонтированы близко друг от друга, то фильтр устанавливают перед первым из них. Фильтрующие элементы должны быть такого размера, чтобы накапливающиеся отфильтрованные загрязнения не создавали значительного снижения давления хладагента.

Большинство холодильных компрессоров имеет фильтр во всасывающем патрубке. При монтаже трубопроводов необходимо принять меры к тому, чтобы этот фильтр можно было обслуживать.

ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ

Предохранительный клапан предназначен для снижения давления в системе до атмосферного, если оно повышается по какой-либо причине до опасного уровня. В большинстве холодильных машин предохранительный клапан (или плавкая предохранительная пробка) смонтирован на ресивере или водяном конденсаторе. Во многих случаях необходимо устанавливать предохранительные клапаны и в других точках системы. Типичный предохранительный клапан показан на рис. 19-28.

Вместо предохранительного клапана иногда используют плавкую предохранительную пробку. Пробка имеет внутреннее отверстие, которое заполнено металлическим сплавом, плавящимся при заданной температуре (рис. 19-29). Температура плавления сплава зависит от давления и температуры хладагента в данной системе.

ВЕНТИЛЬ РЕСИВЕРА

Вентиль ресивера обычно сальникового типа, и его монтируют непосредственно на сосуде (рис. 19-30). При установке на ресивере сверху вентиль должен иметь погружную трубку, чтобы жидкий хладагент поступал в систему со дна. Некоторые вентили имеют штуцер для присоединения предохранительного клапана или предохранительной плавкой пробки.

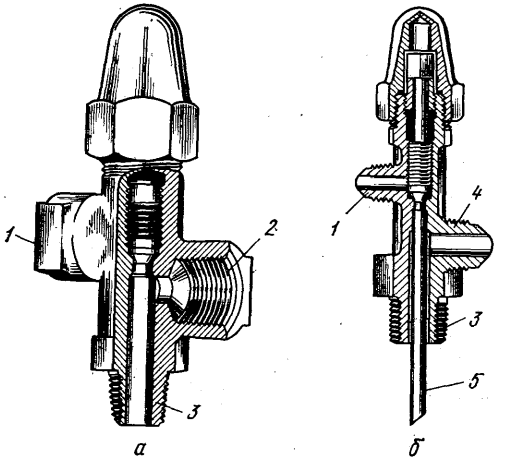


Рис. 19-30. Вентили ресивера:
а — угловой вентиль с отверстием для предохранительного клапана; *б* — угловой вентиль с погружной трубкой: *1* — выходной штуцер; *2* — отверстие для предохранительного клапана; *3* — штуцер присоединения к ресиверу; *4* — входной штуцер; *5* — погружная трубка

ВЕНТИЛИ КОМПРЕССОРА

Вентили обычно монтируют непосредственно на корпусе компрессора. Вентиль имеет два седла (рис. 19-31). Если конус шпинделя вентиля упирается в левое седло, то проход к штуцеру для манометра закрыт, а проход от трубопровода хладагента к компрессору открыт. Когда конус вентиля упирается в правое седло, штуцер для манометра соединен с компрессором, а проход из трубопровода хладагента к компрессору и штуцеру для манометра закрыт. Если шпиндель клапана находится в промежуточном положении между седлами, то имеется проход из трубопровода хладагента к штуцеру для манометра и к компрессору.

РУЧНЫЕ ВЕНТИЛИ

Правилами эксплуатации трубопроводов запрещено применять задвижки на трубопроводах хладагента. Их используют в основном на водяных и рассольных трубопроводах. Задвижки незначительно снижают давление, но регулировать интенсивность потока хладагента ими нельзя. Поэтому их применяют только для полного открывания или закрывания трубопровода.

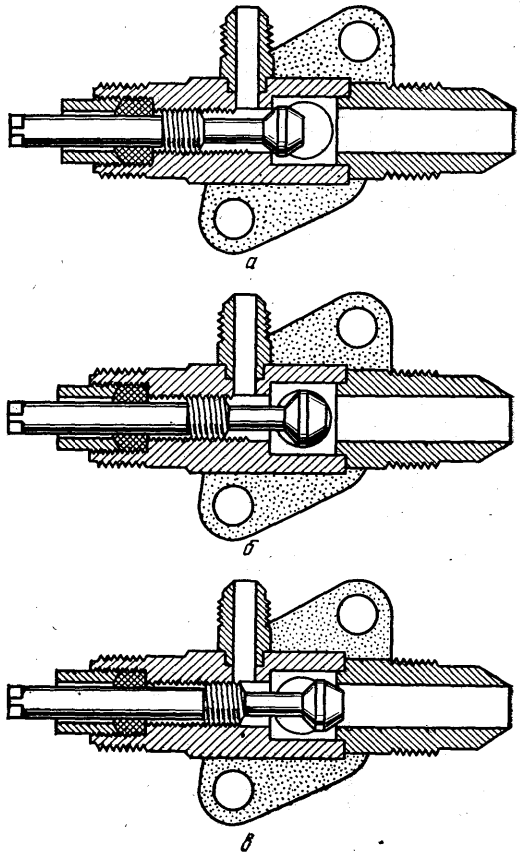


Рис. 19-31. Вентиль компрессора:
а — перекрыто левое седло; *б* — промежуточное положение; *в* — перекрыто правое седло

Ручные вентили могут быть шаровыми или угловыми в сальниковом или бессальниковом исполнении. Шаровые и угловые вентили используют для дросселирования. Угловой вентиль нашел более широкое распространение, так как оказывает наименьшее сопротивление потоку хладагента.

Клапан вентиля при подъеме шпинделя уплотняет крышку, что уменьшает возможность утечки хладагента через сальниковую набивку (рис. 19-32). Мно-

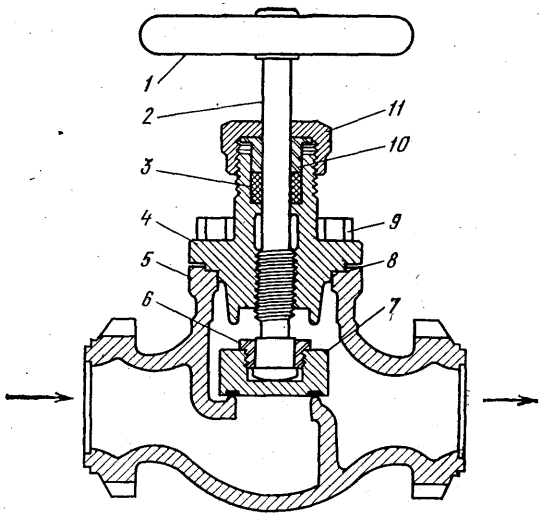


Рис. 19-32. Ручной сальниковый вентиль: *1* — маховик; *2* — шпиндель; *3* — сальниковая набивка; *4* — крышка; *5* — корпус; *6* — гайка; *7* — клапан; *8* — прокладка крышки; *9* — болт крышки; *10* — букса; *11* — гайка сальника

гие сальниковые вентили имеют клапан, который полностью закрывает и уплотняет шпиндель, исключая тем самым возможность утечки хладагента, когда вентиль не работает.

ЗАДАЧИ

19-1. Установка производительностью 160 кВт работает на хладагенте R502. В нее входит компрессор, имеющий ступени регулирования производительности 25, 50, 75 и 100%. Определить минимальный диаметр всасывающего трубопровода, который обеспечивает возврат масла при минимальной нагрузке, если расчетная температура кипения равна —29°С, а температура жидкого хладагента перед регулятором расхода 27°С.

19-2. Установка производительностью 105 кВт работает на хладагенте R22 при температуре кипения 4°С и температуре конденсации 43°С. Всасывающий трубопровод длиной 14 м содержит три колена с углом 90°. Определить: наружный диаметр медной трубы при снижении температуры насыщенного пара во всасывающем трубопроводе менее 1°С; общую эквивалентную длину всасывающего трубопровода; действительное снижение температуры насыщенного пара; действительное снижение давления в условиях полной нагрузки.

19-3. Решить задачу 19-2, принимая, что установка работает на хладагенте R12.

19-4. Аммиачная установка производительностью 120 кВт работает при температуре кипения —29°С и температуре конденсации 38°С. Всасывающий трубопровод длиной 14 м содержит пять колен с углом 90°С. Определить: диаметр стальной трубы при снижении температуры насыщенного пара во всасывающем трубопроводе менее 0,5°С в условиях полной нагрузки; общую эквивалентную длину всасывающего трубопровода; действительное снижение температуры насыщенного пара во всасывающем трубопроводе; действительное снижение давления во всасывающем трубопроводе.

19-5. Решить задачу 19-4 с учетом того, что установка работает на хладагенте R502, а всасывающий трубопровод изготовлен из медной трубы.

19-6. Нагнетательный трубопровод установки, описанной в задаче 19-2, имеет длину 14 м, в него входит 4 колена с углом 90° и вертикальный участок высотой 5,5 м. Компрессор установки имеет ступени регулирования производительности 25, 50, 75 и 100%. Определить: наружный диаметр медной трубы для нагнетательного трубопровода, обеспечивающий возврат масла при минимальной нагрузке; общую эквивалентную длину нагнетательного трубопровода; температуру насыщения и давление в трубе.

19-7. Давление R12 внизу вертикального жидкостного трубопровода высотой 10 м составляет 1100 кПа абс., а температура жидкости 38°С. Определить давление и приблизительную температуру насыщения жидкого R12 в верху трубопровода.

19-8. Решить задачу 19-7, если хладагент в трубопроводе — насыщенный жидкий аммиак при температуре 38°С.

19-9. Установка, работающая на хладагенте R12, имеет производительность 90 кВт. Эквивалентная длина жидкостного трубопровода равна 20 м. В трубопроводе имеется вертикальный участок высотой 7 м и электромагнитный вентиль, перепад давления в котором 14 кПа. В жидкостный трубопровод подается насыщенная жидкость с температурой 38°С. Определить: требуемый наружный диаметр медной трубы; общее снижение давления в трубопроводе; величину переохлаждения для предотвращения дросселирования жидкости в трубопроводе.

Глава 20

ОТТАИВАНИЕ ИСПАРИТЕЛЕЙ. НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ, МНОГОТЕМПЕРАТУРНЫЕ И АБСОРБЦИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

ОТТАИВАНИЕ ИСПАРИТЕЛЕЙ

Периодичность оттаивания

Ранее упоминалось о необходимости периодического оттаивания воздухоохладителей непосредственного охлаждения, работающих при достаточно низкой температуре, при которой на их поверхности образуется слой инея. Периодичность оттаивания зависит от типа испарителя, установки и способа оттаивания. Большие гладкотрубные испарители, применяемые, например, на пивоваренных заводах, холодильниках и т. д., обычно оттаивают один или два раза в месяц. Оребренные воздухоохладители иногда оттаивают один или два раза в течение одного часа. В некоторых низкотемпературных установках испаритель непрерывно оттаивается орошением рассолом или другой незамерзающей жидкостью.

Периодичность оттаивания также зависит от степени обмерзания испарителя и количества поданной теплоты для оттаивания инея. Степень обмерзания определяется в основном типом установки, сезоном и периодичностью оттаивания. Чем чаще оттаивается испаритель, тем меньше образуется слой инея и тем короче продолжительность оттаивания.

Способы оттаивания

Способы оттаивания испарителя можно классифицировать на естественное оттаивание и оттаивание с принудительной подачей теплоты (источник теплоты может быть различным). Естественное оттаивание иногда называют оттаиванием при остановке работы оборудования. При этом способе иней оттаивает под действием теплоты воздуха охлаждаемого пространства. При принудительном оттаивании используют теплоту от отдельного источника. Источниками дополнительной теплоты могут быть вода, рассол, электронагревательные элементы и горячий пар хладагента.

При всех способах естественного оттаивания необходимо, чтобы холодильная установка или испаритель были отключены на время, достаточное для повышения их температуры выше температуры таяния инея. Величина повышения температуры и продолжительность отключения испарителя для полного его оттаивания зависят от типа установки и периодичности оттаивания. Однако, в связи с тем что теплота для оттаивания инея поступает из окружающей среды в охлаждаемое пространство, температура в нем должна повыситься примерно до 3—4,5°С. Поэтому естественного оттаивания не происходит, если расчетная температура в охлаждаемом пространстве ниже 1,5°С.

Простейший способ оттаивания заключается в остановке оборудования вручную, при которой испаритель нагревается и иней оттаивает. Затем холодильную установку вновь включают вручную. Если к одному компрессорно-конденсаторному агрегату подсоединены испарители, размещенные в нескольких камерах или различном торговом холодильном оборудовании, то их можно по одному отключать вруч-

ную, перекрыв запорный вентиль на жидкостном трубопроводе данного испарителя. По завершении процесса оттаивания запорный вентиль открывают, и испаритель включается в работу.

При автоматическом оттаивании применяют реле времени для выключения холодильной установки на определенный период через равные промежутки времени. Количество и продолжительность периодов оттаивания задают для каждой установки отдельно. Испарители с естественной конвекцией обычно оттаивают один раз в сутки. Цикл оттаивания, как правило, начинается около полуночи и продолжается в течение нескольких часов. Агрегатированные воздухоохладители нужно оттаивать один раз каждые 3—6 ч. Нежелательно, чтобы холодильная установка не работала больше времени, чем это необходимо, и поэтому продолжительность процесса оттаивания должна быть такой, чтобы установка включалась в работу возможно быстрее после оттаивания.

При оттаивании с управлением по времени цикл оттаивания начинается вследствие срабатывания реле времени и оканчивается от реле температуры или давления, которые реагируют соответствующим образом на температуру или давление в испарителе. Продолжительность оттаивания автоматически регулируется, так как температура или давление в испарителе повышаются до уставки включения реле по завершении цикла оттаивания.

Наибольшее распространение получил способ естественного оттаивания путем оттаивания испарителя при остановке оборудования. Ранее указывалось, что оттаивание при остановке оборудования осуществляется посредством настройки реле цикличной работы таким образом, что температура в испарителе в нерабочую часть цикла повышается до 3—4°С, т. е. испаритель за это время успевает оттаять.

Оттаивание испарителя орошением водой

При температуре в испарителе около —40°С оттаивание осуществляется орошением поверхности змеевиков испарителя водой. При температуре в испарителе ниже —40°С вместо воды применяют рассол или другой незамерзающий раствор. Типичная система орошением водой змеевиков испарителя показана на рис. 20-1.

Система оттаивания орошением водой может быть автоматизирована, однако она часто имеет ручное управление. Запорный вентиль на жидкостном трубопроводе закрывают, хладагент отсасывается из испарителя, и компрессор останавливается. Вентиляторы испарителя выключаются, чтобы струя воды не попадала в охлаждаемое пространство. Если испаритель имеет жалюзи, то их закрывают, изолируя тем самым испаритель и предотвращая образование тумана в охлаждаемом пространстве. Испаритель орошают водой до полного оттаивания (примерно 4—5 мин). Затем подачу воды прекращают, а оставшаяся на испарителе вода стекает в поддон. После чего включают вентиляторы и всю установку.

Для предотвращения замерзания воды в сливном трубопроводе испаритель располагают возможно ближе к наружной стене. Кроме того, трубопровод должен быть достаточно большого диаметра для быстрого слива воды. На сливном трубопроводе вне охлаждаемого пространства устанавливают задвижку, чтобы теплый воздух не мог поступить в охлаждаемое пространство при нормальной эксплуатации установки. В некоторых случаях в поддоне для сбора талой воды устанавливают поплавковый клапан для прекращения подачи воды и предотвращения ее перелива в охлаждаемое пространство, если сливной трубопровод забивается льдом.

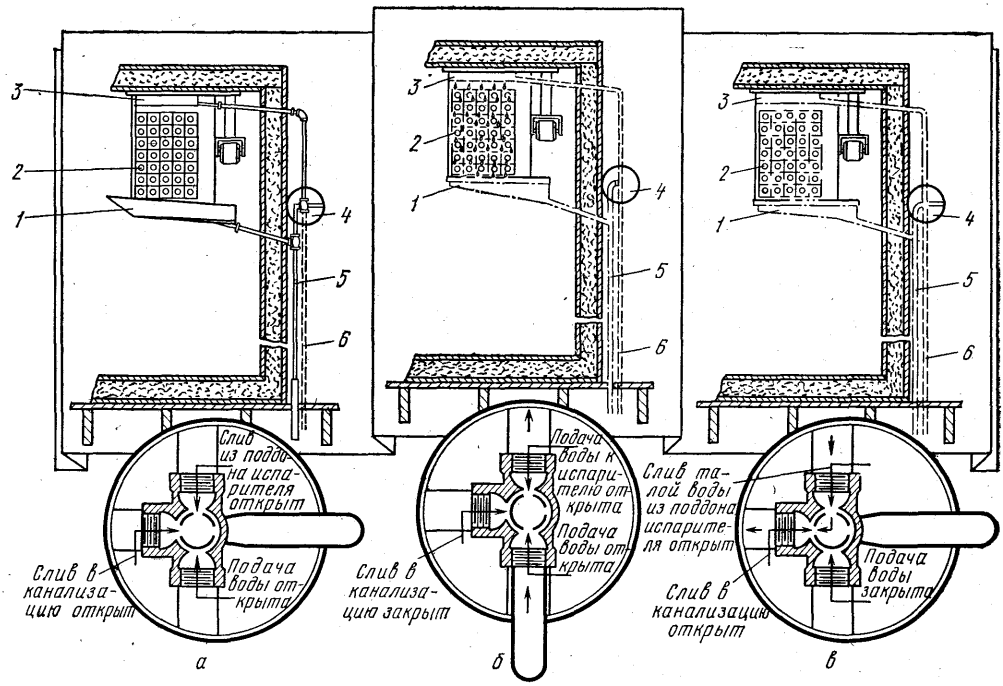


Рис. 20-1. Система оттаивания испарителя водой:

а — при работе в режиме охлаждения; *б* — при оттаивании; *в* — при сливе талой воды: *1* — поддон; *2* — испаритель; *3* — коллектор для орошения испарителя водой; *4* — переключающий вентиль; *5* — сливная труба; *6* — труба подачи воды

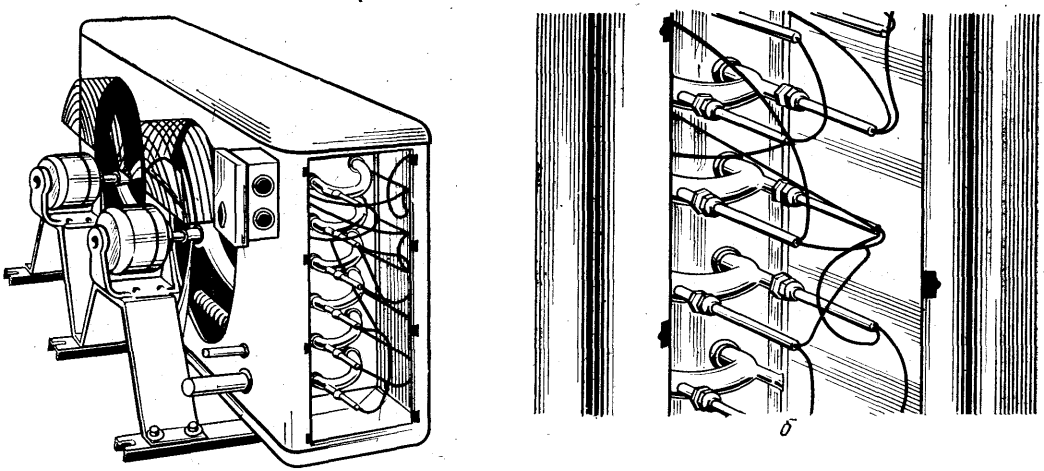


Рис. 20-2. Воздухоохладитель с оттаиванием электрообогревом (нагревательные элементы расположены в трубах)

При использовании вместо воды рассола или другого незамерзающего раствора схемой должно быть предусмотрено его возвращение в резервуар и возможность повторного применения. В некоторых случаях требуются специальные средства для повторного нагревания раствора в резервуаре. Талая вода снижает концентрацию соли в растворе. Поэтому в системе оттаивания необходимо наличие устройства для выкипания избыточного количества воды и поддержания постоянной концентрации раствора.

Иногда применяют циркуляцию нагретого раствора гликоля через внутреннюю трубу двухтрубного испарителя. Главное преимущество этого способа заключается в том, что гликоль не разжижается талой водой.

Оттаивание испарителя электрообогревом

Оттаивание оребренных воздухоохладителей часто осуществляют с помощью электрических нагревателей, (рис. 20-2). Для предотвращения замерзания талой воды в поддоне и сливном трубопроводе также размещают электронагреватели.

Электронагреватели для оттаивания включают и выключают вручную или с помощью реле времени при автоматизации этого процесса. Цикл оттаивания одинаков в любом случае. Он начинается при закрывании электромагнитного вентиля на жидкостном трубопроводе, в результате чего испаритель опорожняется, а затем компрессор останавливается вследствие срабатывания реле низкого давления. Одновременно включаются электронагревательные элементы испарителя, а вентиляторы выключаются, чтобы теплый воздух не поступал в охлаждаемое пространство. После полного оттаивания испарителя электронагреватели отключаются, электромагнитный вентиль на жидкостном трубопроводе открывается, вентиляторы испарителя и вся установка начинают работать.

Оттаивание испарителя горячим паром хладагента

Оттаивание горячим паром хладагента осуществляется несколькими способами, причем во всех применяется горячий пар, нагнетаемый компрессором. Схема простейшего способа оттаивания горячим паром показана на рис. 20-3. Нагнетательный трубопровод и испаритель соединяют байпасной линией с электромагнитным вентилем. Когда электромагнитный вентиль открывается, горячий пар, нагнетаемый компрессором, поступает, минуя конденсатор, в испаритель в точке после регулятора расхода хладагента. Оттаивание осуществляется горячим паром хладагента, который отдает свою теплоту холодному испарителю и конденсируется.

Этот способ оттаивания горячим паром имеет несколько недостатков. Во время цикла оттаивания количество горячего пара, подаваемого компрессором, ограничено, так как в испарителе остается большая часть жидкости, а меньшее количество хладагента воз-

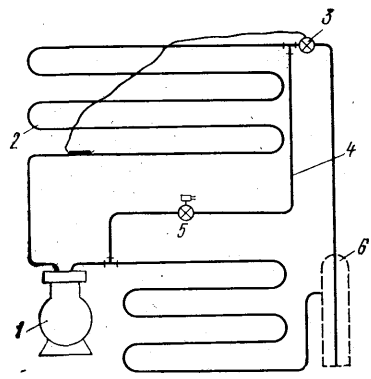


Рис. 20-3. Система оттаивания горячим паром хладагента:
1 — компрессор; *2* — испаритель; *3* — ТРВ; *4* — линия горячего пара хладагента; *5* — электромагнитный вентиль; *6* — ресивер

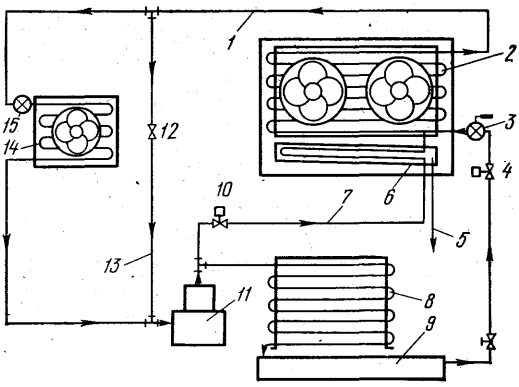


Рис. 20-4. Система оттаивания горячими парами хладагента со змеевиком повторного испарения:

1 — всасывающий трубопровод; *2* — испаритель; *3* — ТРВ; *4* — жидкостный электромагнитный вентиль; *5* — линия слива талой воды; *6* — змеевик подогрева поддона испарителя; *7* — линия горячего пара; *8* — конденсатор; *9* — ресивер; *10* — электромагнитный вентиль горячего пара; *11* — компрессор; *12* — электромагнитный вентиль на всасывающем трубопроводе; *13* — байпасная линия на стороне всасывания; *14* — змеевик повторного испарения; *15* — редукционный вентиль

вращается в компрессор для рециркуляции.

Более серьезный недостаток этого способа заключается в том, что жидкий хладагент поступает в компрессор (в начале цикла оттаивания или по окончании его) и может вызвать его повреждение.

Эти недостатки можно устранить, установив специальные средства для повторного испарения хладагента, конденсирующегося в испарителе, до поступления его в компрессор.

Змеевики повторного испарения. Оттаивание испарителя горячим паром хладагента можно осуществить путем установки специального змеевика во всасывающем трубопроводе для повторного испарения жидкости (рис. 20-4). Во время нормального рабочего цикла охлаждения электромагнитный вентиль на всасывающем трубопроводе открыт и пар хладагента из испарителя поступает в компрессор, минуя змеевик повторного испарения, чем предотвращается существенное снижение давления во всасывающем трубопроводе. Через определенные интервалы времени (обычно через 3—6 ч) реле времени переключает машину на цикл оттаивания (электромагнитный вентиль на трубопроводе горячего пара открывается, а на всасывающей байпасной линии закрывается). Одновременно выключаются вентиляторы испарителя, а вентилятор змеевика повторного испарения включается. Жидкость, сконденсировавшаяся в испарителе, повторно испаряется в змеевике, и пар всасывается компрессором, где он сжимается и затем снова нагнетается в испаритель. Цикл оттаивания завершается при срабатывании реле времени или реле температуры испарителя. Установка переключается на цикл охлаждения, когда электромагнитный вентиль горячего пара закрывается, а электромагнитный вентиль на линии всасывания открывается, вентилятор змеевика повторного испарения выключается, а вентиляторы испарителя включаются.

Оттаивание многоиспарительных систем. Если два или большее количество испарителей подсоединены к общему компрессорно-конденсаторному агрегату, то их можно оттаивать индивидуально. В этом случае работающий испаритель является аппаратом для повторного испарения хладагента, сконденсировавшегося в оттаиваемом испарителе. Схема такой системы показана на рис. 20-5.

Оттаивание реверсивным циклом. При реверсивном цикле (цикле теплового насоса) конденсатор используют в качестве змеевика для повторного испарения хладагента, который сконденсировался в испарителе во время оттаивания. Автоматический регулирующий вентиль служит для дозированной подачи жидкого хладагента в конденсатор при повторном испарении. На рис. 20-6 приведены схемы оттаивания и охлаждения. Вентили *2*, *3*, *4* и *5* (рис. 20-6) можно заменить

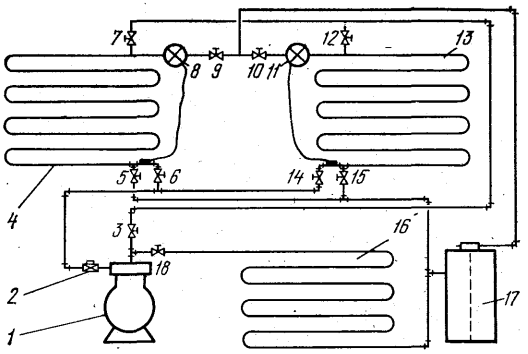


Рис. 20-5. Система оттаивания многоиспарительной установки горячими парами хладагента:

1 — компрессор; *2* — регулятор давления «После себя»; *3, 5, 6, 7, 9, 10, 12, 14, 15, 18* — вентили; *4, 13* — испарители; *8, 11* — ТРВ; *16* — конденсатор; *17* — ресивер

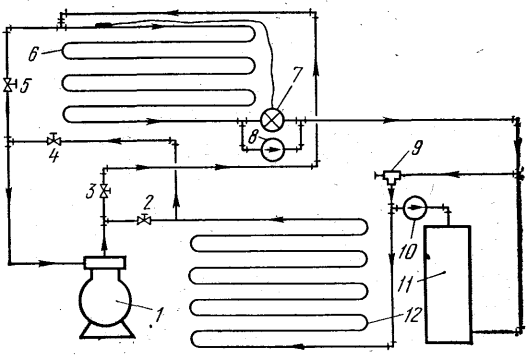


Рис. 20-6. Схема ручного оттаивания испарителя реверсивным циклом (в режиме оттаивания вентили *3* и *4* открыты, а вентили *2* и *5* закрыты; в режиме охлаждения вентили *2* и *5* открыты, а вентили *3* и *4* закрыты):

1 — компрессор; *2—5* — вентили; *6* — испаритель; *7* — ТРВ; *8, 10* — обратные клапаны; *9* — автоматический регулирующий вентиль; *11* — ресивер; *12* — конденсатор

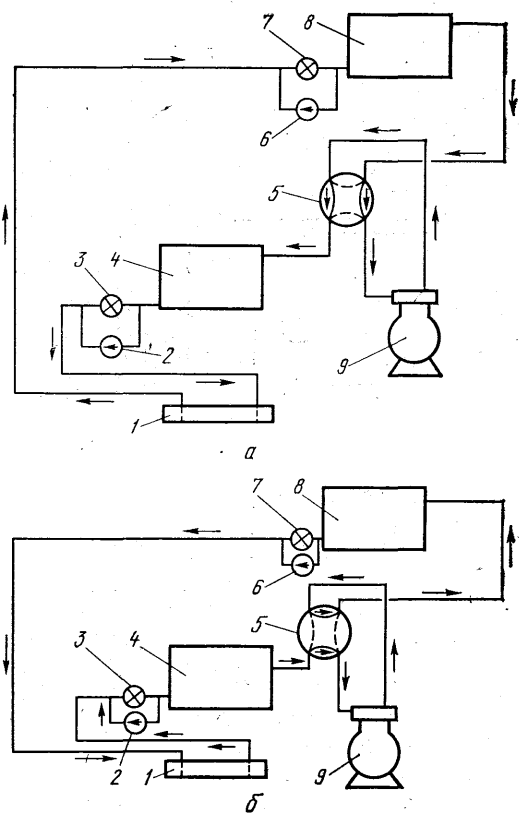


Рис. 20-7. Схема автоматического оттаивания испарителя реверсивным циклом:

а — режим охлаждения; *б* — режим оттаивания; *1* — ресивер; *2, 6* — обратные клапаны; *3, 7* — регулирующие вентили; *4* — конденсатор; *5* — четырехходовой вентиль; *8* — испаритель; *9* — компрессор

одним автоматическим четырехходовым вентилем, как показано на рис. 20-7.

Оттаивание способом «Термобанк». При оттаивании испарителя горячим паром (способом «Термобанк») используют водяной бак для сохранения части теплоты, содержащейся в нагнетаемом в конденсатор паре хладагента во время работы установки в цикле охлаждения. Эта теплота расходуется на повторное испарение хладагента, сконденсировавшегося в испарителе при оттаивании.

При работе установки в цикле охлаждения (рис. 20-8, *а*) нагнетаемый компрессором пар поступает сначала через нагревательный змеевик, находящийся в водяном баке, а затем подается в конденсатор. Часть теплоты, которая отводится в конденсаторе, поглощается водой в баке. Во время цикла охлаждения всасываемый пар проходит, минуя регулятор давления всасывания и бак, чем предотвращается снижение давления во всасывающем трубопроводе и перегрев всасываемого

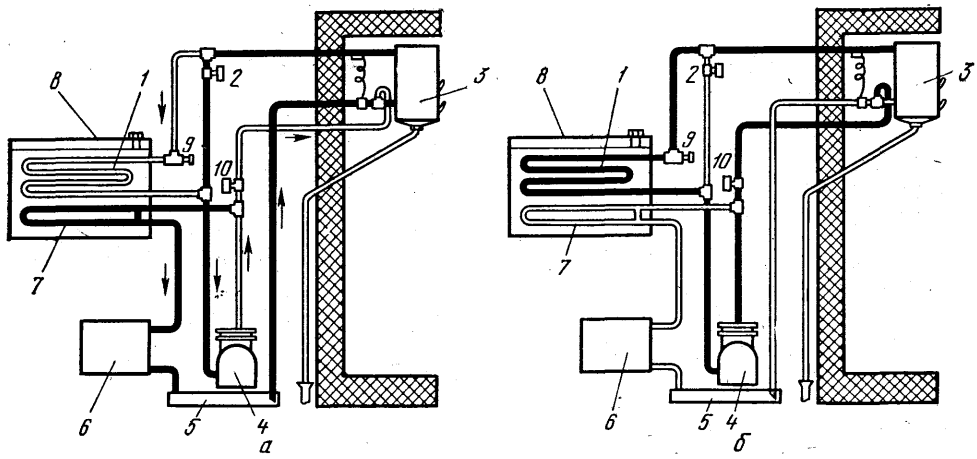


Рис 20-8. Оттаивание способом «Термобанк»:

а — режим охлаждения; *б* — режим оттаивания: *1* — змеевик повторного испарения; *2* — электромагнитный вентиль горячего пара; *3* — испаритель; *4* — компрессор; *5* — ресивер; *6* — конденсатор; *7* — нагревательный змеевик; *8* — водяной бак; *9* — регулятор давления всасывания; *10* — электромагнитный вентиль на линии всасывания

пара в водяном баке. В нагревательном змеевике имеется байпасная трубка, регулирующая температуру воды в баке. Размер байпасной трубки таков, что при повышении температуры воды в баке большая часть нагнетаемого пара подается в конденсатор, минуя нагревательный змеевик.

При образовании слоя инея определенной толщины холодильная установка переключается на цикл оттаивания (рис. 20-8, *б*) электрическим реле времени, которое включает электромагнитный вентиль на линии горячего пара, отключает электромагнитный вентиль на линии всасывания и останавливает вентиляторы испарителя. Горячий пар нагнетается в испаритель, оттаивая его. Хладагент в испарителе конденсируется и поступает через регулятор давления всасывания в змеевик повторного испарения, погруженный в воду, находящуюся в баке. В баке происходит теплообмен между водой и хладагентом, который полностью испаряется в змеевике повторного испарения. Отводимая таким образом от воды в баке теплота интенсифицирует процесс оттаивания, а хладагент отсасывается компрессором в виде пара. Во время этого процесса вода, имеющаяся в баке, замерзает на наружной поверхности змеевика повторного испарения.

Оттаивание осуществляется в течение 6—8 мин. Через несколько минут после периода оттаивания при закрытом электромагнитном вентиле горячего пара жидкий хладагент, оставшийся в змеевике и всасывающем трубопроводе, испарится. Реле времени переключает холодильную установку на режим охлаждения. При возобновлении процесса охлаждения в результате прохождения горячего пара через нагревательный змеевик температура воды в баке повышается.

Система оттаивания испарителя горячим паром с использованием отделителя жидкости. В схеме на рис. 20-9 показан аппарат «Вапот», который является главным в системе оттаивания горячим паром. Он представляет собой отделитель жидкости специальной конструкции. Отделитель, смонтированный на всасывающем трубопроводе, улавливает жидкий хладагент, сконденсировавшийся в испарителе, и

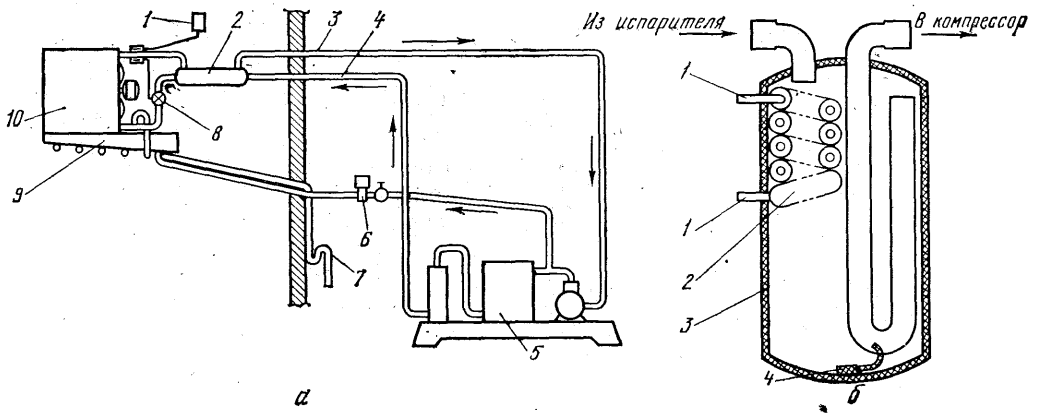


Рис. 20-9. Оттаивание испарителя горячим паром с использованием отделителя жидкости:
а — схема: *1* — термореле оттаивания; *2* — отделитель жидкости; *3* — всасывающий трубопровод; *4* — жидкостный трубопровод; *5* — холодильный агрегат; *6* — электромагнитный вентиль; *7* — линия слива талой воды; *8* — ТРВ; *9* — поддон испарителя; *10* — испаритель; *б* — отделитель жидкости: *1* — патрубки для присоединения жидкостного трубопровода; *2* — теплообменник; *3* — корпус; *4* — дозирующая трубка

по спускной трубке определенного диаметра непрерывно подает дозированное количество жидкости в компрессор вместе со всасываемым паром. Эта жидкость испаряется под действием теплоты сжатия, и пар поступает в испаритель. Отделитель жидкости, таким образом, является непрерывным источником теплоты для оттаивания испарителя и исключает одновременно возможность возврата большого количества жидкости в компрессор. Теплообменник в аппарате «Вапот» не влияет на цикл оттаивания. Холодильная установка переключается на оттаивание при срабатывании реле времени, которое включает электромагнитный вентиль горячего пара и останавливает вентиляторы испарителя. Реле температуры испарителя прекращает цикл оттаивания и переключает установку на режим оттаивания.

НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ МАШИНЫ

Многоступенчатые машины

Производительность и КПД любой холодильной машины уменьшаются при увеличении разности между температурами конденсации и всасывания в результате снижения температуры кипения. Эти потери обусловлены меньшей плотностью всасываемого пара при более низкой температуре кипения, а также увеличением степени сжатия. Увеличение степени сжатия сопровождается повышением температуры нагнетания, которая становится слишком высокой.

Одноступенчатые машины обычно работают удовлетворительно при температурах кипения не ниже —40°С, если температура конденсации относительно невелика. Однако при температурах кипения ниже —40°С для предотвращения повышения температуры нагнетания и поддержания требуемого рабочего КПД необходимо применять многоступенчатое сжатие. В больших установках многоступенчатое сжатие пара следует осуществлять при температуре кипения ниже —18°С.

Низкотемпературные машины могут быть двух основных типов: с последовательным многоступенчатым сжатием пара хладагента и каскадные. Последовательное сжатие используют в том случае, когда два или большее количество компрессоров соединены последовательно для сжатия одного хлад-

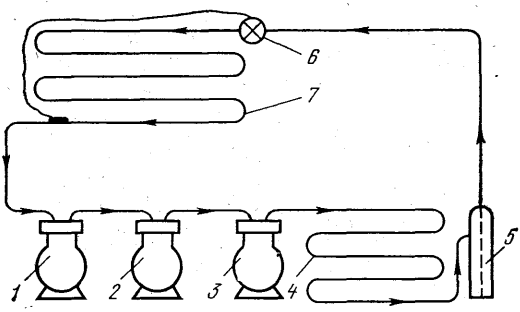


Рис. 20-10. Принципиальная схема трехступенчатой низкотемпературной машины: *1* — компрессор низкой ступени; *2* — компрессор промежуточной ступени; *3* — компрессор высокой ступени; *4* — конденсатор; *5* — ресивер; *6* — ТРВ; *7* — испаритель

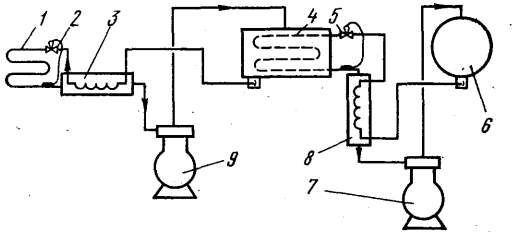


Рис. 20-11. Каскадная холодильная машина: *1* — испаритель; *2, 5* — ТРВ; *3, 8* — теплообменники; *4* — конденсатор (нижней ветви) — испаритель (верхней ветви); *6* — конденсатор (с водяным охлаждением); *7* — компрессор верхней ветви; *9* — компрессор нижней ветви

агента в ступенях. На рис. 20-10 показана принципиальная схема трехступенчатой машины, в которой давление пара хладагента последовательно повышается в трех ступенях от давления в испарителе до давления в конденсаторе. При этом пар, нагнетаемый компрессором более низкой ступени, поступает во всасывающий патрубок компрессора следующей, более высокой ступени.

В каскадной машине используют две или больше схем циркуляции хладагента, в которых применяют хладагенты со все более низкими температурами кипения (рис. 20-11). Пар хладагента, сжатый в нижней ветви, сжижается в теплообменнике, являющемся конденсатором этой ветви и одновременно испарителем верхней ветви.

Оба типа низкотемпературных машин имеют определенные преимущества и недостатки. В некоторых случаях применяют комбинацию каскадной и многоступенчатой машин. Тогда в нижней ветви каскада обычно используют двухступенчатый компрессор (для последовательного сжатия пара хладагента).

Промежуточные сосуды

При последовательном сжатии необходимо охлаждать пар хладагента между различными ступенями сжатия для предотвращения перегрева компрессора в более высокой ступени.

Кроме того, в связи с большой разностью между температурами конденсации и кипения жидкий хладагент следует охлаждать, чтобы не было значительного снижения удельной холодопроизводительности вследствие повышенного парообразования при дросселировании жидкости в регуляторе расхода хладагента, а также из-за увеличения объема пара, сжимаемого компрессором нижней ступени.

На рис. 20-12 показано три распространенных способа устранения перегрева пара и охлаждения жидкости в машинах многоступенчатого сжатия. В схеме на рис. 20-12, *а* имеется промежуточный сосуд непосредственного охлаждения. Жидкость из ресивера поступает в промежуточный сосуд, где ее температура понижается при дросселировании до температуры насыщения, соответствующей давлению в сосуде. Пар всасывается из сосуда компрессором высокой ступени, и поэтому температура жидкости в сосуде — это температура насыщения, соответствующая промежуточному давлению (давлению между ступенями). Охлаждение жидкости в промежуточном сосуде приводит к уменьшению потребляемой мощности (на 1 кВт холодопроизводительности), а также к уве-

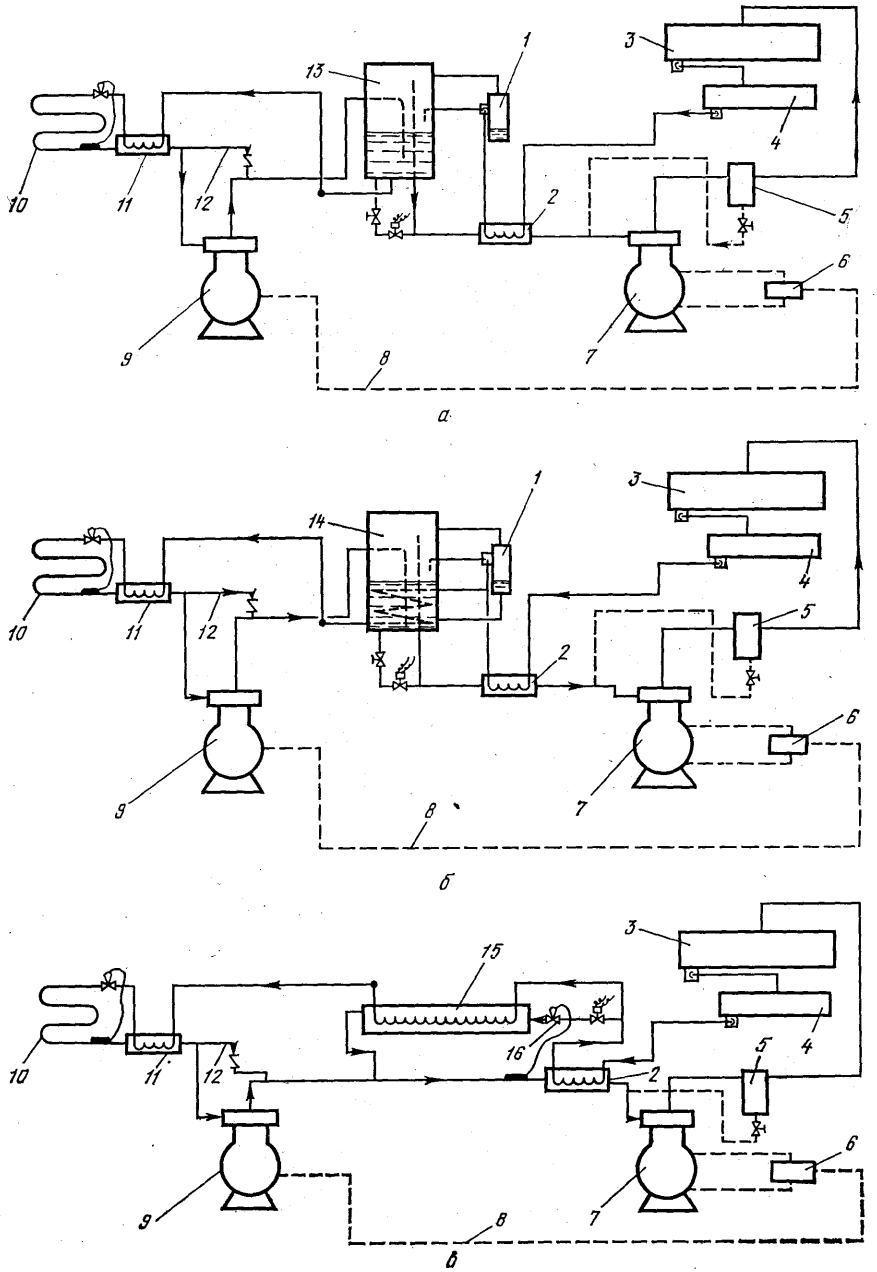


Рис. 20-12. Схемы двухступенчатых низкотемпературных машин:

а — с промежуточным сосудом непосредственного охлаждения; *б* — с кожухозмеевиковым промежуточным сосудом; *в* — с промежуточным сосудом — переохладителем жидкого хладагента: *1* — поплавковый регулятор; *2, 11* — теплообменники; *3* — водяной конденсатор; *4* — ресивер; *5* — маслоотделитель; *6* — поплавковый клапан на стороне высокого давления; *7* — компрессор высокой ступени; *8* — уравнительная линия масла; *9* — компрессор низкой ступени; *10* — испаритель; *12* — байпасная линия; *13* — промежуточный сосуд непосредственного охлаждения; *14* — кожухозмеевиковый промежуточный сосуд; *15* — промежуточный сосуд; *16* — ТРВ

личению объемной производительности компрессора низкой ступени.

Перегрев пара, нагнетаемого компрессором низкой ступени, устраняется посредством его подачи через жидкость в промежуточном сосуде. Затем он всасывается компрессором высокой ступени в смеси с паром, образующимся при дросселировании жидкости.

Основное преимущество наличия промежуточного сосуда с непосредственным охлаждением заключается в его простоте и низкой стоимости, а также в том, что температура жидкого хладагента понижается до температуры насыщения, соответствующей промежуточному давлению. Основной недостаток состоит в том, что давление жидкости, подаваемой к испарителю, понижается в сосуде до промежуточного давления. Перепад давления в регулирующем вентиле уменьшается, и поэтому нужно устанавливать вентиль большого размера, что может быть причиной неудовлетворительной его работы.

На рис. 20-12, *б* показан кожухозмеевиковый промежуточный сосуд, который отличается от сосуда непосредственного охлаждения тем, что в него поступает меньшая часть жидкости из ресивера, а большая часть, подаваемая в испаритель, проходит через змеевик, погруженный в жидкость, имеющуюся в сосуде. При наличии кожухозмеевикового промежуточного сосуда жидкость переохлаждается без снижения давления. Преимуществами этого способа являются более высокое давление жидкости на входе в регулирующий вентиль и отсутствие пара в жидкостном трубопроводе после дросселирования. В промежуточном сосуде жидкость охлаждается на 5—10°С ниже температуры насыщения, соответствующей промежуточному давлению.

В затопленных промежуточных сосудах обоих типов максимальная скорость движения пара 1 м/с. Над уровнем жидкости в промежуточном сосуде должно иметься достаточное пространство для предотвращения выброса жидкого хладагента в компрессор высокой ступени.

На рис. 20-12, *в* показана другая схема с промежуточным сосудом непосредственного охлаждения. Этот тип сосуда не применяют в аммиачных машинах, но широко используют в машинах, работающих на хладагентах R12 и R22. Жидкость, поступающая из ресивера, переохлаждается при прохождении через змеевик, находящийся в сосуде. Небольшое количество жидкости поступает в кожух сосуда. Горячий пар, который подается компрессором низкой ступени в нагнетательный трубопровод, охлаждается за счет испарения жидкости и смешения с холодным паром, поступающих из промежуточного сосуда.

Скрытая теплота парообразования аммиака велика, и переохлаждение жидкости в аммиачных машинах не является таким важным фактором, как в машинах, работающих на фторированных хладагентах. Перегрев пара, нагнетаемого компрессором низкой ступени, обычно устраняется путем впрыска небольшого количества жидкого аммиака непосредственно в трубопровод, соединяющий компрессоры низкой и высокой ступеней (рис. 20-13). Испарение жидкого аммиака в этом трубопроводе обеспечивает требуемое охлаждение пара.

В некоторых аммиачных машинах нагнетаемый пар охлаждается в промежуточном охладителе с водяным охлаждением, конструкция которого подобна конструкции кожухотрубного или кожухозмеевикового конденсатора с водяным охлаждением. Эффективность этого типа промежуточного охладителя зависит от температуры воды и повышается при ее снижении. Потребляемая мощность при использовании промежуточного охладителя с водяным охлаждением не снижается,

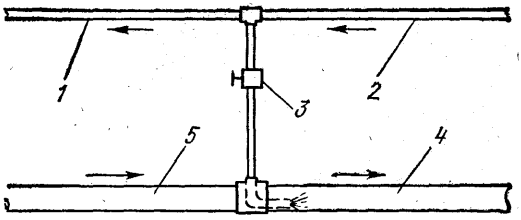


Рис. 20-13. Схема промежуточного охлаждения пара впрыском жидкости:
1 — труба к испарителю; *2* — жидкостная труба от ресивера; *3* — ручной регулирующий вентиль; *4* — труба к компрессору высокой ступени; *5* — труба от компрессора низкой ступени

но при этом обеспечивается достаточное охлаждение нагнетаемого пара хладагента, что предотвращает перегрев компрессора высокой ступени.

В машинах многоступенчатого сжатия промежуточное давление обычно выбирают таким образом, чтобы степень сжатия хладагента в каждой ступени была приблизительно одинаковой. Промежуточное давление, обеспечивающее одинаковую степень сжатия в двухступенчатой машине, определяют по формуле

$$p_{пр} = \sqrt{p_0 p_к}, \qquad (20\text{-}1)$$

где $p_{пр}$ — абсолютное промежуточное давление, Па; p_0 — абсолютное давление кипения, Па; $p_к$ — абсолютное давление конденсации, Па.

Пример 20-1. Машина работает при температурах кипения R12 —45°С и конденсации 38°С. Определить промежуточное давление при одинаковой степени сжатия в низкой и высокой ступенях.

Решение. В табл. 16-3 находим, что абсолютные давления насыщения при температуре кипения —45°С и конденсации 38°С равны соответственно 50,4 и 914,2 кПа. Применяя уравнение (20-1), находим

$$p_{пр} = \sqrt{50{,}4 \times 914{,}2} = 214{,}7 \text{ кПа абс.},$$

или 114 кПа по манометру.

Каскадные машины

При последовательном сжатии необходимо применять хладагент, температура кипения которого достаточно низка для создания в испарителе требуемого режима. В то же время он должен сжижаться при соответствующем давлении в конденсаторе воздушного или водяного охлаждения. Эти требования ограничивают нижний предел температуры кипения, которую можно достичь при последовательном сжатии. Нижний предел температуры кипения примерно равен —87°С при работе на R12 или R502 и —68°С при работе на аммиаке. При более низких температурах кипения хладагента следует применять каскадную машину и хладагент, имеющий высокое давление и низкую температуру кипения в нижней ветви, например метан, этан, этилен, R13, R13B1 или R503. Из-за исключительно высоких давлений при нормальных температурах конденсации, а также относительно низкой критической температуры эти хладагенты должны конденсироваться при довольно низких температурах, и поэтому их применяют в каскадных машинах, верхняя ветвь которых работает на R12, R22, R502 или пропане.

Для предотвращения чрезмерно высоких давлений в системе, если высокотемпературная ветвь не работает, а температура хладагента в машине повышается до температуры окружающей среды, предохранительный клапан выпускает хладагент в расширительный сосуд, когда давление в системе нижней ветви повышается до заданного максимального давления насыщения. В этих системах обычно не применяют ресивер. Поэтому в систему заряжают минимальное количество хладагента. Расширительный сосуд должен иметь такой размер, чтобы общий объем системы, включая объем сосуда, вмещал все количество хладагента в паровой фазе при заданной максимальной температуре насыщения. Пока в системе имеется жидкость, давление, создаваемое хладагентом, — это давление насыщения, соответствующее температуре хладагента. Однако если весь

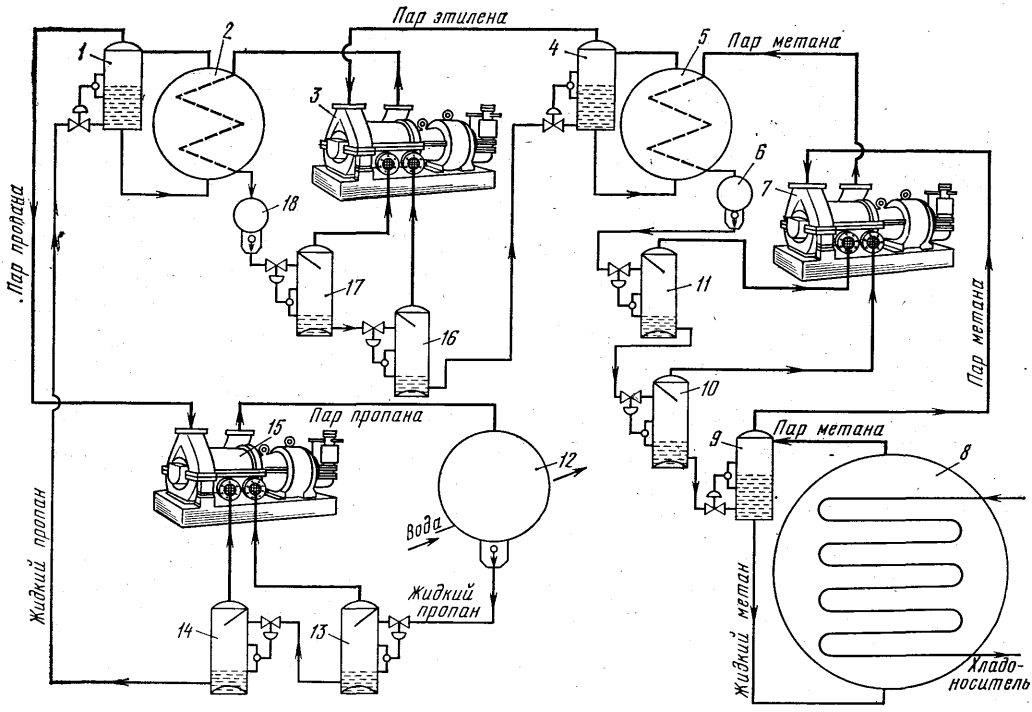


Рис. 20-14. Каскадная машина, работающая на метане, этилене и пропане соответственно в нижней, промежуточной и верхней ветвях:

1, 4, 9 — регуляторы уровня жидкости; *2* — конденсатор (этилена) — испаритель (пропана); *3, 7, 15* — центробежные компрессоры; *5* — кондейсатор (метана) — испаритель (этилена); *6, 18* — ресиверы; *8* — низкотемпературный испаритель; *12* — конденсатор (пропана); *10, 11, 13, 14, 16, 17* — охладители

хладагент находится в паровой фазе, то увеличение давления в системе при повышении температуры будет незначительным и соответствовать закону Шарля.

Объем расширительного сосуда определяют по следующему уравнению:

$$V_{р.с} = (V_с - mv_2)/[(v_2/v_1) - 1], \qquad (20\text{-}2)$$

где m — масса заряженного в систему хладагента, кг; $V_{р.с}$ — объем расширительного сосуда, м³; $V_с$ — объем системы, м³; v_1, v_2 — удельный объем хладагента соответственно при рабочем и максимальном давлениях, м³/кг.

На рис. 20-14 показана каскадная машина, нижняя ветвь которой работает на метане, промежуточная на этилене и верхняя на пропане.

Основной недостаток каскадной машины заключается в том, что ее КПД несколько ниже КПД многоступенчатой машины с последовательным сжатием хладагента. Однако в нижней ветви каскадной машины можно применять хладагент высокой плотности и давления, что значительно снижает требуемый объем цилиндров компрессора. Использование хладагента высокого давления упрощает конструкцию испарителя нижней ветви, так как при этом его давление в испарителе может значительно снижаться без существенного уменьшения производительности и КПД машины. Каждая ветвь каскадной машины — это отдельная система. Следовательно, хладагенты в них не перемешиваются. Поэтому обеспечить возврат масла в компрессоры проще, чем в многоступенчатой машине с последовательным сжатием хладагента.

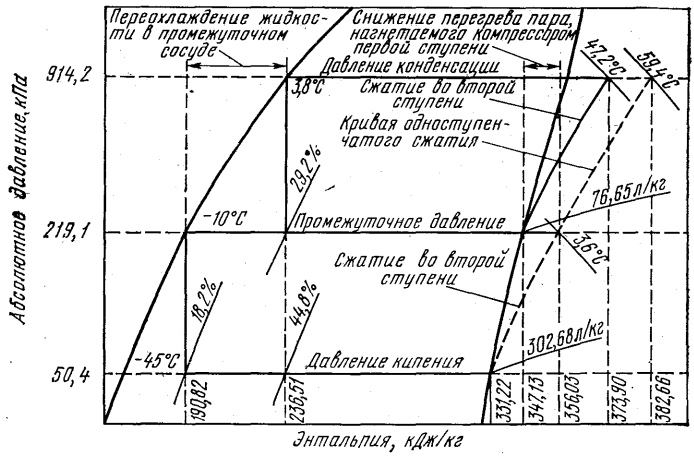


Рис. 20-15. Диаграмма энтальпия — давление двухступенчатой машины, работающей на хладагенте R12 (степень сжатия в каждой ступени 4,35)

На диаграмме энтальпия — давление (рис. 20-15) сравниваются одноступенчатая и двухступенчатая машины, работающие в одном диапазоне температур. Разность между величинами производительности машин одноступенчатого и многоступенчатого сжатия была бы примерно в два раза больше, чем указано на рис. 20-15, если учитывать увеличение коэффициента подачи и индикаторного КПД последней вследствие меньшей степени сжатия в каждой ступени.

Возврат масла в низкотемпературных машинах

В связи с тем что ветви каскадной машины являются отдельными и независимыми системами, возврат масла осуществляется в отдельных ветвях таким же образом, как в любой другой одноступенчатой машине, работающей при данных условиях. Это не относится к многоступенчатой машине. Если два или большее количество компрессоров соединены параллельно или последовательно, то нет уверенности в равномерном возврате масла в каждый из них. Поэтому необходимо иметь специальные средства для равномерного распределения масла в нескольких компрессорах. При параллельном соединении компрессоров уровень масла во всех компрессорах одинаковый, если картеры связаны между собой таким образом, как показано на рис. 19-11. Однако при этом простом способе равного распределения масла необходимо, чтобы давление в картерах всех компрессоров было совершенно одинаковым. При последовательном соединении компрессоров это нецелесообразно, так как более высокое давление в картерах компрессоров высокой ступени выдавит масло через уравнительные линии в картеры компрессоров низкой ступени, в которых давление меньше.

На рис. 20-12 показан распространенный способ выравнивания уровня масла в картерах последовательно соединенных компрессоров. Маслоотделитель на нагнетательном трубопроводе компрессора высокой ступени отделяет масло от сжатого пара и возвращает его во всасывающий патрубок данного компрессора. Поплавковые клапаны на стороне высокого давления поддерживают требуемый уровень масла в компрессорах высокой ступени посредством непрерывного перепуска избыточного количества масла, возвращающегося в эти компрессоры, в следующий компрессор более низкой ступени через линии подачи масла. При ручном управ-

лении вместо поплавковых спускных вентилей можно применять ручные вентили (нормально закрытые). В этом случае ручные вентили периодически открывают для регулирования уровня масла для перепуска его из компрессоров высокой ступени в компрессоры низкой ступени.

Разгрузка для пуска компрессоров при снижении температуры кипения и регулирование производительности

Разгрузка для пуска компрессоров при снижении температуры кипения хладагента не ограничивается высокотемпературными машинами. Она более сложна в низкотемпературной машине из-за большей разности давлений. В ней применяют те же устройства, которые используют для более высокотемпературных систем. В некоторых источниках указано, что привод должен иметь мощность на 50% больше потребляемой мощности, а давление на всасывании в компрессор следует ограничить регулятором давления «После себя» или регулирующим вентилем. Потребляемая мощность при снижении температуры кипения не должна превышать мощности привода.

Обратите внимание на рис. 20-12, что байпасная линия компрессора низкой ступени позволяет использовать компрессор высокой ступени для снижения температуры кипения хладагента в испарителе до межступенчатого состояния перед пуском компрессора низкой ступени для его разгрузки.

Способы регулирования производительности многоступенчатых машин такие же, как и в одноступенчатых.

МНОГОТЕМПЕРАТУРНЫЕ УСТАНОВКИ

В многотемпературной установке два или большее количество испарителей, работающих при различных температурах кипения хладагента, расположены в нескольких охлаждаемых помещениях (иногда в одной камере) и соединены с одним компрессором или компрессорно-конденсаторным агрегатом. Главное преимущество установки этого типа заключается в экономии площади пола и уменьшении капиталовложений на оборудование. Однако более высокие эксплуатационные расходы обычно намного превосходят первоначальное преимущество в экономии капиталовложений. Поэтому экономически целесообразна только многотемпературная установка небольшой производительности, эксплуатационные расходы которой относительно низкие. Очевидный недостаток многотемпературной установки заключается в том, что при поломке компрессора все камеры, обслуживаемые ею, не будут охлаждаться, что приводит к порче продуктов, находящихся на хранении.

На рис. 20-16 показана типичная многотемпературная установка с тремя испарителями. Регулятор давления, «До себя» установлен на всасывающем трубопроводе каждого из более теплых испарителей для поддержания давления кипения хладагента на заданном высоком уровне. Обратный клапан

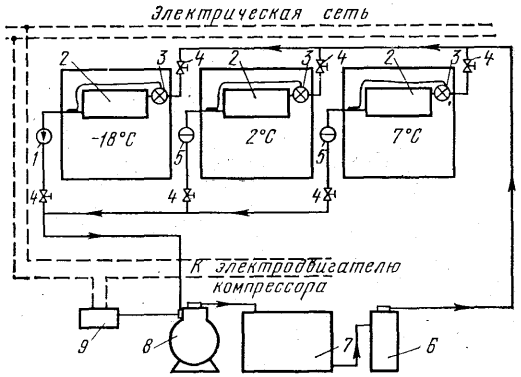


Рис. 20-16. Многотемпературная установка с тремя испарителями:
1 — обратный клапан; *2* — испарители; *3* — ТРВ; *4* — вентили; *5* — регуляторы давления «До себя»; *6* — ресивер; *7* — конденсатор; *8* — компрессор; *9* — реле низкого давления

смонтирован на всасывающем трубопроводе низкотемпературного испарителя. Он предотвращает перетечку хладагента из более теплых испарителей в холодный. Обратный клапан закрыт, пока давление во всасывающем трубопроводе выше давления в низкотемпературном испарителе.

Для обеспечения удовлетворительной работы многотемпературной системы необходимо, чтобы нагрузка на низкотемпературный испаритель составляла по крайней мере 60% от общей нагрузки на систему. Если нагрузка на высокотемпературные испарители составляет более 40% от общей нагрузки, то компрессор будет работать большую часть времени при высоком давлении всасывания, в результате чего регулирование температуры будет неравномерным.

Регуляторы давления «До себя», установленные на всасывающем трубопроводе теплых испарителей, обеспечивают их оттаивание во время нерабочей части цикла.

В многотемпературных системах для включения и выключения компрессора обычно применяют реле низкого давления, уставка которого соответствует условиям работы низкотемпературного испарителя.

Когда компрессор работает, давление в его всасывающем патрубке зависит от интенсивности парообразования во всех испарителях. Если общая тепловая нагрузка на испарители большая, то давление всасывания будет высоким. Если один из высокотемпературных испарителей обеспечил заданную температуру в охлаждаемой камере, то регулятор давления закрывается, в результате чего во всасывающий трубопровод поступает малое количество пара или прекращается его поступление из этого испарителя. Происходит снижение давления всасывания. Низкотемпературный испаритель работает, когда регуляторы давления высокотемпературных испарителей закрыты. При снижении температуры в камере, обслуживаемой низкотемпературным испарителем, давление всасывания опускается до уставки выключения реле низкого давления и компрессор останавливается.

После остановки компрессора при постепенном повышении давления в любом из испарителей до уставки замыкания контактов реле низкого давления компрессор включается.

Давление, поддерживаемое в высокотемпературных испарителях даже на самом минимальном уровне, всегда выше уставки замыкания контактов реле низкого давления, и поэтому при открытии любого регулятора давления один из высокотемпературных испарителей соединяется со всасывающим трубопроводом, в результате чего давление всасывания немедленно поднимается выше уставки замыкания контактов реле низкого давления, и компрессор начинает работать.

Более высокое давление в высокотемпературном испарителе относительно уставки включения реле низкого давления создает определенные трудности, если на выходе от высокотемпературного испарителя установлен пропорциональный регулятор давления. Регулятор всегда открыт, давление в испарителе выше уставки реле давления, и поэтому оно включает компрессор, когда в этом нет необходимости. При включении компрессора давление в испарителе немедленно опускается и регулятор закрывается, в результате компрессор выключается под действием реле низкого давления.

Для предотвращения работы компрессора короткими циклами при применении пропорциональных регуляторов давления «До себя» необходимо установить электромагнитный запорный вентиль, который управляется от камерного термореле или термореле испарителя. Вентиль монтируют на всасывающем трубопроводе высокотемпературного испарителя для вы-

ключения его из рабочего цикла во время остановки компрессора. При использовании регулятора давления пилотного типа его закрытие во время нерабочей части цикла компрессора обеспечивается температурным или электромагнитным пилотом.

Промежуточный сосуд на всасывающем трубопроводе в малых установках не позволяет работать компрессору короткими циклами. Относительно большой объем промежуточного сосуда предотвращает слишком быстрое повышение давления в высокотемпературном испарителе. Размер промежуточного сосуда зависит от соотношения нагрузки на высокотемпературный испаритель к нагрузке на низкотемпературный испаритель, а также от температур кипения хладагента в обоих испарителях. Этот способ предотвращения работы короткими циклами лучше всего применять в установках, в которых нагрузка на высокотемпературный испаритель составляет только небольшую часть общей нагрузки и разность между температурами кипения хладагента в высоко- и низкотемпературном испарителях относительно мала.

Многотемпературные установки с регулированием давления кипения хладагента при помощи электромагнитных вентилей

В многотемпературных системах часто применяют электромагнитные вентили, установленные на жидкостных или всасывающих трубопроводах высокотемпературных испарителей, которые управляются при помощи термореле. Установка с электромагнитными вентилями на жидкостных трубопроводах показана на рис. 20-17. Такая установка работает так же, как и установка с регуляторами давления «До себя», на всасывающем трубопроводе, за исключением того, что регулирование давления и температуры

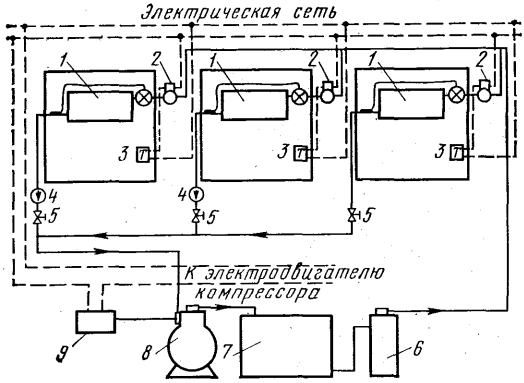


Рис. 20-17. Многотемпературная установка с регулированием давления кипения хладагента при помощи электромагнитных вентилей:
1 — испарители; *2* — электромагнитные вентили; *3* — термореле; *4* — обратные клапаны; *5* — вентили; *6* — ресивер; *7* — конденсатор; *8* — компрессор; *9* — реле низкого давления

хладагента в испарителе осуществляется. Термореле, срабатывающее под действием температуры охлаждаемой среды, управляет электромагнитным вентилем. При повышении температуры охлаждающей среды контакты термореле замыкаются, в результате чего включается электромагнитный вентиль, открывая проход хладагенту в жидкостный трубопровод. Давление в испарителе повышается при поступлении в него жидкого хладагента, вследствие чего реле низкого давления включает компрессор, если он не работает. Если компрессор уже работает, то подача жидкости в испаритель вызывает повышение рабочего давления всасывания.

При понижении температуры в охлаждаемой камере до заданного значения контакты термореле размыкаются, электромагнитный вентиль закрывается, перекрывая жидкостный трубопровод. Давление в испарителе понижается до рабочего давления всасывания или до давления выключения, если другие испарители уже отключены. Пар отсасывается из всех испарителей при выключении электромагнитного вентиля, и поэтому ресивер

установки должен быть достаточной емкости, чтобы в него вместился весь хладагент, имеющийся в системе. Этого не происходит, если электромагнитные вентили установлены на всасывающем трубопроводе, а не на жидкостном.

Для установки на всасывающем трубопроводе требуются более крупные и дорогостоящие электромагнитные вентили. Если в регуляторе расхода хладагента имеется протечка, то через клапан жидкость поступит в испаритель при закрытом электромагнитном вентиле, в результате чего произойдет ее выброс в компрессор при открытии вентиля.

При использовании электромагнитных вентилей в многотемпературных установках нет непосредственного регулирования давления и температуры в испарителе, так как давление в испарителе в заданное время зависит от количества испарителей, соединенных с компрессором. Очевидно, что при такой работе трудно поддерживать сбалансированное соотношение между температурами окружающей среды и в испарителе, в результате чего регулирование влажности в охлаждаемом пространстве становится неравномерным. Поэтому если регулирование влажности является важным условием, то необходимо установить регулятор давления на всасывающих трубопроводах высокотемпературных испарителей для поддержания в них требуемого высокого уровня давления и температуры хладагента. Регуляторы давления «До себя» следует применять только в сочетании с электромагнитными вентилями на всасывающем трубопроводе. Если электромагнитные вентили установлены на жидкостном трубопроводе, то это может привести к работе компрессора короткими циклами.

При наличии электромагнитных вентилей на всасывающем или жидкостном трубопроводе необходимо устанавливать обратные клапаны на всасывающих трубопроводах низкотемпературных испарителей для предотвращения повышенных давления и температуры в этих аппаратах, когда из более теплых испарителей отсасывается хладагент.

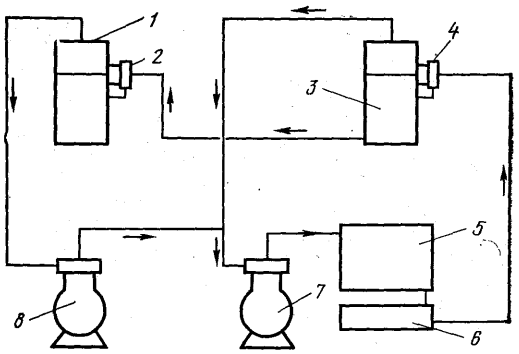


Рис. 20-18. Многотемпературная двухступенчатая установка:

1 — испаритель низкой ступени; *2, 4* — поплавковые регуляторы низкого давления; *3* — испаритель высокой ступени; *5* — конденсатор; *6* — ресивер; *7* — компрессор высокой ступени, *8* — компрессор низкой ступени

Низкотемпературные установки с несколькими разнотемпературными испарителями

На рис. 20-18 показана многотемпературная установка с последовательным двухступенчатым сжатием хладагента. Высокотемпературный испаритель служит также для охлаждения хладагента, поступающего в низкую ступень. Во всасывающий патрубок компрессора высокой ступени поступает пар хладагента только из высокотемпературного испарителя, но в смеси с паром, нагнетаемым компрессором низкой ступени. На рис. 20-19 показана трехступенчатая многотемпературная установка, работающая на хладагенте R12.

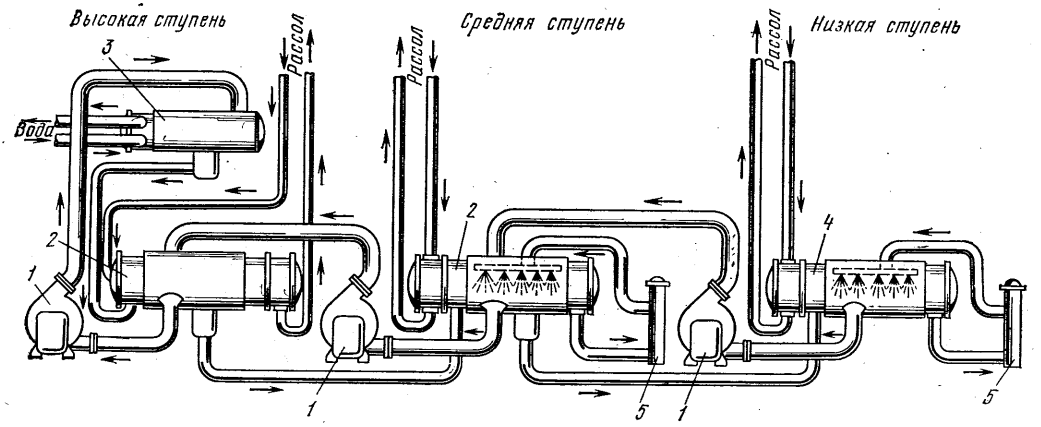


Рис. 20-19. Трехступенчатая многотемпературная установка, работающая на хладагенте R12:
1 — центробежные компрессоры; *2* — промежуточные сосуды; *3* — конденсатор; *4* — испаритель; *5* — насосы для циркуляции жидкого R12

АБСОРБЦИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Цикл абсорбционной холодильной машины подобен циклу парокомпрессионной машины тем, что она работает на легкокипящем хладагенте (на аммиаке или воде). Хладагент попеременно кипит при низком давлении в испарителе, поглощая теплоту от охлаждаемой среды, и конденсируется при высоком давлении в конденсаторе, отдавая теплоту охлаждающей среде.

Основное различие между абсорбционной и парокомпрессионной машинами заключается в способе обеспечения циркуляции хладагента в системе и создания разности между давлениями конденсации и кипения. В абсорбционной машине абсорбер и генератор осуществляют функции компрессора. Абсорбер заменяет всасывающую сторону компрессора, а генератор выполняет работу нагнетательной стороны компрессора. Внешняя энергия для производства парокомпрессионного цикла подводится к компрессору, а внешняя энергия в абсорбционном цикле в виде теплоты подается непосредственно в генератор. Веществом, которое содержит теплоту, поступающую в генератор, обычно является водяной пар низкого давления или горячая вода, хотя в малых установках источником энергии может быть теплота, выделяющаяся при сгорании соответствующего топлива, например природного газа, пропана или керосина. Сгорание происходит непосредственно в нагревателе, установленном в генераторе.

На рис. 20-20 показана простая принципиальная схема абсорбционной машины, которая состоит из четырех основных аппаратов: испарителя и абсорбера на стороне низкого давления системы и генератора и конденсатора на стороне высокого давления системы. Рабочим веществом для осуществления холодильного цикла абсорбционной машины является раствор, состоящий из двух компонентов с разными температурами кипения при одинаковом давлении. Один из них с более низкой температурой кипения служит в качестве хладагента, а другой — абсорбентом (поглотителем). Хладагент проходит из конденсатора в испаритель, абсорбер, генератор и возвращается в конденсатор, а абсорбент поступает из абсорбера в генератор и рециркулируется обратно в абсорбер.

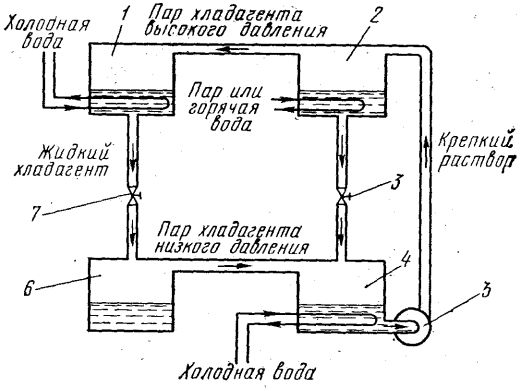


Рис. 20-20. Принципиальная схема абсорбционной холодильной машины:

1 — конденсатор; *2* — генератор; *3, 7* — дроссельные вентили; *4* — абсорбер; *5* — насос; *6* — испаритель

Последовательность цикла работы абсорбционной машины следующая. Жидкий хладагент (высокого давления) подается из конденсатора в испаритель через дроссельный вентиль, в котором снижается его давление. Жидкий хладагент в испарителе превращается в пар, отбирая теплоту от охлаждаемой среды. Образовавшийся пар низкого давления поступает из испарителя в абсорбер, где он поглощается абсорбентом. Хладагент перетекает из испарителя в абсорбер, так как давление раствора в последнем несколько ниже. Давление раствора в абсорбере определяет давление и, следовательно, температуру кипения хладагента в испарителе. В свою очередь давление раствора зависит от свойств абсорбента, его температуры и концентрации. Чем ниже температура абсорбента и выше его концентрация в растворе, тем ниже давление последнего.

При поглощении абсорбентом пара хладагента, поступающего из испарителя, его объем уменьшается и теплота абсорбции высвобождается. Для поддержания температуры и давления раствора на заданном уровне теплота, выделяемая в абсорбере (равная сумме скрытой теплоты парообразования и теплоты растворения хладагента в абсорбенте), передается охлаждающей среде в конденсаторе.

Для передачи теплоты в абсорбере температура раствора должна быть выше температуры охлаждающей среды. КПД абсорбера увеличивается при повышении температуры раствора абсорбента и частично зависит от температуры охлаждаемой среды.

Пар хладагента, поглощаемый абсорбентом, повышает давление раствора. Поэтому следует непрерывно увеличивать концентрацию абсорбента в растворе для поддержания его давления на достаточно низком уровне, чтобы обеспечить заданные давление и температуру в испарителе. Это осуществляется посредством непрерывной подачи насосом крепкого раствора из абсорбера в генератор. В нем большая часть хладагента выкипает при нагреве, а образующийся слабый раствор рециркулирует через регулирующий вентиль в абсорбер и снова поглощает пар хладагента, поступающий из испарителя. Повышение давления раствора происходит при перекачивании раствора из абсорбера в генератор. Процесс проходит без сжатия хладагента, поэтому насос для подачи раствора потребляет незначительную мощность.

Хладагент отделяется в генераторе от абсорбента при нагреве раствора и выкипает. Образующийся пар высокого давления поступает в конденсатор, где сжижается, отдавая скрытую теплоту парообразования охлаждающей среде.

Слабый раствор, остающийся в генераторе, рециркулирует в абсорбер через трубопровод и регулирующий вентиль, как описывалось ранее. Концентрация слабого раствора зависит от количества теплоты, подаваемой в генератор.

Для обеспечения максимального КПД машины разность давлений в системе должна быть минимальной за счет поддержания давления в испарителе на возможно большем уровне в соответствии с потребностью в охлаждении, а

давление в конденсаторе на возможно более низком уровне при данной охлаждающей среде. Как было выше указано, давление в абсорбере и испарителе зависит в основном от температуры и концентрации раствора. Поэтому регулирование температуры и давления в абсорбере и испарителе осуществляется, как правило, посредством изменения концентрации раствора.

КПД машины улучшается за счет теплообмена между охлажденным крепким раствором, поступающим из абсорбера в генератор, и нагретым слабым раствором, рециркулирующим из генератора в абсорбер. Температура крепкого раствора, поступающего в генератор, повышается при понижении температуры слабого раствора, подаваемого в абсорбер. В результате теплообмена требуется меньше подводить теплоты в генератор и меньше отводить теплоты из абсорбера.

Как и в парокомпрессионной машине, при дросселировании жидкого хладагента, подаваемого из конденсатора, в регулирующем вентиле несколько уменьшается удельная холодопроизводительность. Переохлаждение жидкого хладагента, подаваемого из конденсатора в испаритель, в результате теплообмена с низкотемпературным паром, поступающим из испарителя в абсорбер, увеличивает удельную холодопроизводительность и повышает КПД машины.

Рабочие вещества абсорбционных машин

Рабочие вещества (растворы хладагента в абсорбенте) должны, по крайней мере, частично удовлетворять некоторым требованиям для применения в абсорбционной холодильной машине. Абсорбент и пар хладагента должны быть взаимно растворимы в требуемом диапазоне рабочих условий. Оба компонента должны быть безопасными, стойкими и не обладать корродирующим воздействием в отдельности или в растворе. Абсорбент должен отличаться низкой летучестью, чтобы пар хладагента, покидающий генератор, содержал очень мало абсорбента. Рабочее давление должно быть относительно низким и в оптимальном случае находиться на уровне атмосферного давления для уменьшения массы оборудования до минимума и снижения утечки из системы. Хладагент должен иметь относительно высокое значение скрытой теплоты парообразования.

В настоящее время применяют в основном два раствора хладагента с абсорбентом. Первый из них — водоаммиачный раствор, в котором аммиак является хладагентом, а вода — абсорбентом. Второе рабочее вещество — раствор бромистого лития, в котором вода используется в качестве хладагента, а бромистый литий служит абсорбентом. Ниже рассмотрены относительные преимущества и недостатки этих двух растворов.

Машины, работающие на водоаммиачном растворе

Водоаммиачные машины широко применяют в домашних холодильниках, в торговых и промышленных системах, в которых температура кипения хладагента близка или ниже 0°С. Вода и пар аммиака взаимно растворимы в широком диапазоне рабочих условий. Оба компонента являются высокостойкими веществами. Они совместимы с большинством видов материалов, используемых в холодильных машинах, за исключением меди и ее сплавов. Аммиак обладает большой скрытой теплотой парообразования, но отличается некоторой токсичностью, что ограничивает его использование в системах кондиционирования воздуха. Его рабочие давления относительно высокие.

Главный недостаток водоаммиачного раствора заключается в том, что абсорбент (вода) отличается летучестью, и поэтому пар хладагента (аммиака),

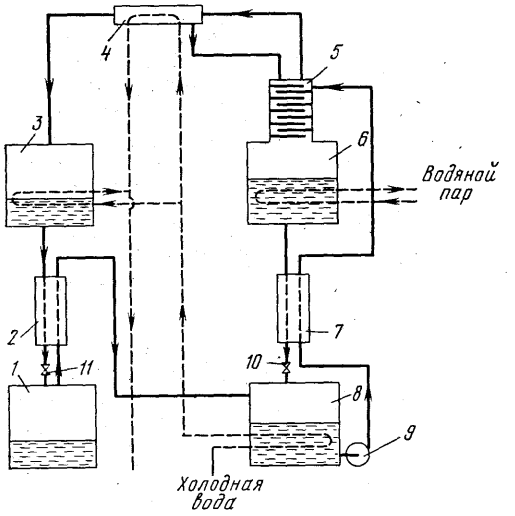


Рис. 20-21. Водоаммиачная абсорбционная машина:

1 — испаритель; *2, 7* — теплообменники; *3* — конденсатор; *4* — дефлегматор; *5* — ректификатор; *6* — генератор; *8* — абсорбер; *9* — насос; *10, 11* — регулирующие вентили

покидающий генератор, обычно содержит значительное количество водяного пара. Он после прохождения через конденсатор и подачи в испаритель повышает температуру кипения и снижает удельную холодопроизводительность, так как уносит из последнего часть жидкого хладагента.

КПД водоаммиачной машины повышается при использовании дефлегматора и ректификатора, которые удаляют водяной пар из смеси перед конденсатором на выходе из генератора. Ректификатор смонтирован на верху генератора (рис. 20-21). При выходе из генератора пары аммиака и воды проходят через ректификатор и охлаждаются. Водяной пар, имеющий высокую температуру конденсации, сжижается и стекает назад в генератор. Пар аммиака затем поступает в дефлегматор, в нем оставшийся водяной пар и небольшое количество пара аммиака конденсируются, и жидкость стекает в виде слабого раствора флегмы обратно в ректификатор. Дефлегматор обычно охлаждается водой, поступающей из абсорбера.

Машины, работающие на водном растворе бромистого лития

Машины, работающие на водном растворе бромистого лития, широко применяют в установках кондиционирования воздуха и в других высокотемпературных установках. В связи с тем что вода является в данном случае хладагентом, указанное рабочее вещество не применяют в тех случаях, когда нужна температура кипения выше 0°С.

Бромистый литий — это соль, которая хорошо взаимодействует с водяным паром. Недостаток водного раствора бромистого лития заключается в том, что абсорбент не растворяется полностью в воде при всех условиях, которые возможны в системе. Необходимо применять специальные меры предосторожности при эксплуатации этих машин, чтобы избежать условий, при которых происходит осаждение и кристаллизация абсорбента.

Одним из основных достоинств водного раствора бромистого лития является то, что абсорбент нелетуч. Поэтому в паре хладагента (воды), покидающего кипятильник, не содержится абсорбента, и, следовательно, не требуется в системе ни дефлегматора, ни ректификатора. Так как хладагентом является вода, то рабочие давления очень низкие, значительно ниже атмосферного. Например, если температура кипения воды 4°С, а температура конденсации 38°С, то давления в испарителе и конденсаторе соответственно равны — 100 и —94 кПа. В связи с небольшой разностью давлений между конденсатором, генератором и испарителем, абсорбером регулирующие вентили обычно не устанавливают между ними, так как гидравлические сопротивления в соединительных трубопроводах и распылительных соплах создают требуемую разность давлений.

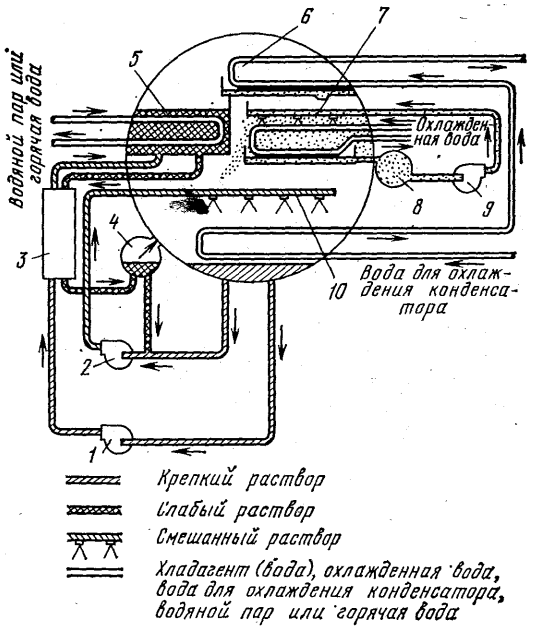


Рис. 20-22. Бромистолитиевая абсорбционная машина:

1 — насос подачи крепкого раствора; *2* — насос абсорбера; *3* — теплообменник; *4* — дроссельная камера; *5* — генератор; *6* — конденсатор; *7* — испаритель; *8* — сборник хладагента; *9* — насос испарителя; *10* — абсорбер

Ранее указывалось, что способность абсорбента поглощать пар хладагента зависит от относительной концентрации раствора. По этой причине регулирование концентрации раствора является удобным средством для регулирования производительности машины в зависимости от нагрузки. Некоторыми способами изменения концентрации раствора являются регулирование подачи пара или горячей воды в генератор и регулирование расхода охлаждающей воды через конденсатор.

На рис. 20-22 показана машина, работающая на водном растворе бромистого лития. Кроме оборудования, показанного на рисунке, требуется устройство для выпуска неконденсирующихся газов из системы и поддержания давления в испарителе на требуемом низком уровне.

Бытовые абсорбционные машины

При добавлении третьего инертного компонента, например водорода, для выравнивания давлений в системе абсорбционная машина функционирует без насоса или других движущихся частей. Такие машины, работающие на аммиаке и воде, находят широкое применение в домашних холодильниках, устанавливаемых, в частности, в жилых прицепах или в автомобилях со специальным кузовом для загородных поездок. В этих случаях теплота подается в генератор за счет непосредственного сгорания пропана, или электронагревательными элементами, или тем и другим.

Работа абсорбционной машины, в которой применяется трехкомпонентное рабочее вещество, основана на законе Дальтона, который гласит, что общее давление смеси газов (или паров) составляет сумма отдельных парциальных давлений, создаваемых каждым газом или паром в отдельности. В такой системе общее давление, создаваемое смесью газов (или паров), одинаково во всех ее частях. В связи с присутствием водорода (и парциального давления, создаваемого им на стороне низкого давления системы, т. е. в испарителе и абсорбере) парциальное давление, создаваемое паром аммиака в этих аппаратах, ниже давления пара аммиака в генераторе и конденсаторе, в которых нет газообразного водорода. Поэтому при одинаковом давлении во всей системе аммиак кипит при низких давлении и температуре в испарителе и одновременно конденсируется при высоких давлении и температуре в конденсаторе. Раствор циркулирует через сифонную трубку (как в кофейнике), которая заменяет насос, применяемый в больших машинах.

На рис. 20-23 показана схема машины, в которой теплота, поступающая в генератор, расходуется для кипения аммиака, а сифонная трубка используется таким образом, что жидкий аб-

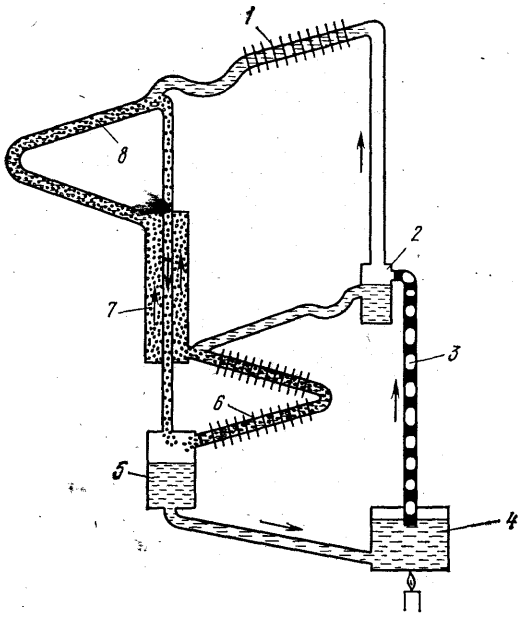


Рис. 20-23. Схема бытовой абсорбционной водоаммиачной машины (с газообразным водородом для уравновешивания давления):
1 — воздушный конденсатор; *2* — ректификатор; *3* — сифонная трубка; *4* — генератор; *5* — бачок абсорбера; *6* — абсорбер; *7* — теплообменник; *8* — испаритель

сорбент вместе с паром аммиака поднимается по ней в ректификатор. Жидкий абсорбент стекает из ректификатора (под действием гравитации) через *U*-образный отделитель жидкости в абсорбер воздушного охлаждения, а пар аммиака поступает непосредственно в воздушный конденсатор, где он сжижается. Жидкий аммиак затем стекает из конденсатора через *U*-образный отделитель жидкости в испаритель, где он переходит в парообразное состояние, поглощая теплоту из охлаждаемого пространства. Пар аммиака с частью газообразного водорода поступает из испарителя в абсорбер, он растворяется в абсорбенте, а газообразный водород проходит через абсорбер и возвращается в испаритель. Два *U*-образных отделителя предназначены для водорода в испарителе и абсорбере, предотвращения миграции газообразного водорода в генератор, ректификатор и конденсатор.

Сравнение абсорбционных и парокомпрессионных машин

Абсорбционные машины более просты и дешевы в производстве, чем парокомпрессионные сравнимых размеров. Из-за отсутствия многочисленных движущихся частей абсорбционные машины работают с меньшим уровнем шума и требуют меньшего объема обслуживания, чем парокомпрессионные машины. Холодильный коэффициент абсорбционной машины в 4 раза ниже холодильного коэффициента парокомпрессионной машины, работающей в тех же условиях. Однако энергия непосредственно в виде теплоты более дешева и более эффективна.

Абсорбционные машины обычно неэкономичны. Однако, когда водяной пар используется для отопительных целей в зимнее время, а в летний период сбрасывается или при наличии другой бросовой теплоты от различных промышленных процессов, необходимо рассмотреть возможность использования абсорбционной машины. Абсорбционные машины часто применяют совместно с центробежными машинами, имеющими турбопривод. Использованный в турбине пар применяют для обогрева генератора абсорбционного оборудования.

Глава 21
ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ И РЕЛЕ

ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ

В холодильной промышленности применяют различные типы однофазных и трехфазных электродвигателей переменного тока для привода компрессоров, насосов и вентиляторов. В некоторых случаях используют двухфазные двигатели и двигатели постоянного тока.

Применяемые однофазные двигатели имеют мощность от 37 Вт до 7,5 кВт, а трехфазные двигатели — от 0,25 кВт и выше, однако последние редко используют при мощности менее 0,75 кВт. При наличии трехфазного тока предпочтительно применение трехфазного двигателя из-за большей его простоты и меньшей стоимости.

В США практически вся электроэнергия вырабатывается с частотой 60 Гц и подается к потребителю в виде однофазного или трехфазного переменного тока. Напряжение при потреблении зависит от типа трансформатора. В пунктах, где потребление электроэнергии в основном однофазное низкого напряжения, трансформаторы имеют соединение звездой, чтобы низкое напряжение равномерно распределялось между тремя трансформаторами. На рис. 21-1, *б* показано, что напряжение, подаваемое от трансформаторов, соединенных звездой, равно 120 В и 208 В однофазного тока и 208 В трехфазного тока. Если силовая нагрузка в основном трехфазная, то трансформаторы соединяют треугольником, как показано на рис. 21-1, *а*. В данном случае подаваемое напряжение равно 115 В и 230 В однофазного тока и 230 В трехфазного тока. При соединении открытым треугольником, как показано на рис. 21-1, *в*, трехфазный ток подается отдельным потребителям только двумя транеформаторами.

Ток часто подается торговым предприятиям при напряжении 460 В и может поступать крупным промышленным потребителям при значительно более высоком напряжении. Естественно, что двигатели должны соответствовать характеристикам подаваемого тока. Предприятия, вырабатывающие электрическую энергию, гарантируют поддержание напряжения в пределах ±10% от расчетного, и большинство двигателей работает удовлетворительно.

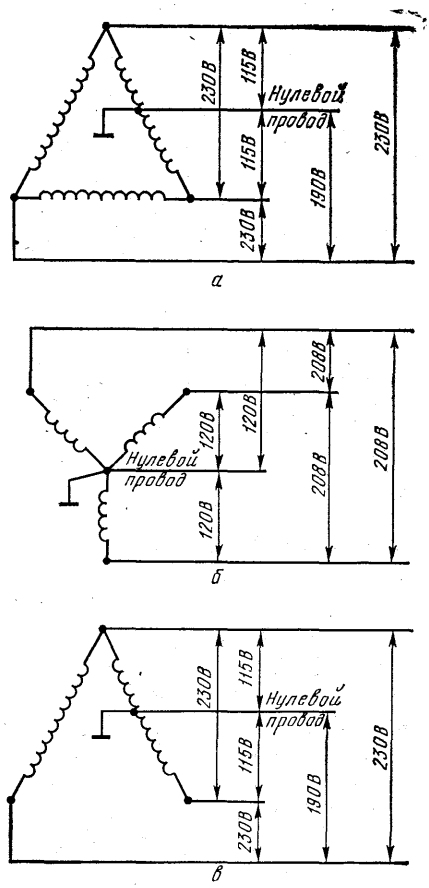


Рис. 21-1. Соединение трансформаторов:
а — треугольником; *б* — звездой; *в* — открытым треугольником

Многие двигатели изготовлены таким образом, что они могут работать на низком или высоком напряжении при пересоединении внешних подводящих проводов.

Кроме вида подаваемого тока необходимо учитывать следующие факторы при выборе соответствующего двигателя: условия, существующие на месте монтажа (температура окружающей среды, наличие пыли, влаги или взрывоопасных веществ); требования к пусковому моменту (нагруженный или разгруженный пуск); ограничение пускового тока; работа на одной или нескольких скоростях вращения вала; постоянная или прерывистая работа; КПД или коэффициент мощности.

Все двигатели выделяют определенное количество теплоты из-за сопротивления обмоток. Если эта теплота не рассеивается в окружающей среде, то температура двигателя становится слишком высокой, в результате чего происходит повреждение изоляции обмотки. Открытые (вентилируемые) двигатели изготовляют для работы на полную нагрузку при температуре примерно на 40°С выше температуры окружающей среды. Двигатели в герметичном корпусе могут работать при полной нагрузке с температурой на 55°С выше температуры окружающей среды. Двигатели обоих типов работают при полной нагрузке без перегрева, если температура окружающей среды не превышает 40°С.

Большинство двигателей могут работать с небольшой перегрузкой в течение определенного времени без повреждений. Однако, в связи с тем что количество теплоты, генерируемой двигателем, увеличивается при повышении нагрузки, постоянная работа двигателя в условиях перегрузки вызывает чрезмерное повышение температуры обмотки и значительно уменьшает срок службы изоляции.

Двигатели могут быть следующего исполнения в зависимости от типа корпуса: открытые, полностью закрытые, брызгозащищенные, взрывобезопасные. Двигатели открытого исполнения изготовлены таким образом, что воздух циркулирует непосредственно через обмотку и отводит теплоту от двигателя. Этот тип двигателя используют в том случае, если в воздухе нет пыли и влаги и окружающая среда пожаро- и взрывобезопасна. Брызгозащищенные двигатели предназначены для работы на открытом воздухе или в другом месте, где они могут подвергаться увлажнению. Полностью закрытые двигатели эксплуатируют в условиях повышенной влажности и высокого содержания пыли. Эти двигатели не вентилируются и рассеивают теплоту в окружающую среду через корпус. Взрывобезопасные двигатели применяют в том случае, если в воздухе содержится взрывоопасная пыль или газ.

Требования к пусковому моменту двигателя зависят от характеристик нагрузки приводимой машины. Двигатель с низким пусковым моментом применяют для привода машины, имеющей разгруженный пуск. Двигатель с высоким пусковым моментом обслуживает приводимую машину, запускаемую под нагрузкой. Пусковой ток двигателя часто превышает в 5—6 раз рабочий. Используя большие двигатели, желательно иметь низкий пусковой ток, чтобы уменьшить пусковую нагрузку на электропроводку, трансформаторы и генераторы.

Двигатели переменного тока могут быть асинхронными или синхронными. В асинхронном двигателе магнитное поле ротора индуктируется током, протекающим в обмотке статора. В синхронном двигателе магнитное поле ротора образуется питанием ротора непосредственно от внешнего источника тока.

Трехфазные асинхронные двигатели

Трехфазные асинхронные двигатели выпускают двух типов: с короткозам-

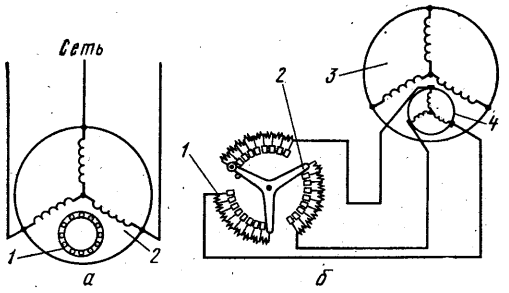


Рис. 21-2. Асинхронные трехфазные электродвигатели:

а — с короткозамкнутым ротором; *1* — короткозамкнутый ротор; *2* — статор; *б* — с фазным ротором: *1* — сопротивление; *2* — переключатель; *3* — статор; *4* — фазный ротор

кнутым и фазным ротором. Эти двигатели имеют аналогичную конструкцию, кроме ротора. Как показано на рис. 21-2, каждый из этих двигателей имеет три отдельные обмотки в статоре, то есть по одной на каждую фазу. Обмотки равномерно и попеременно распределены в пазах статора, образуя соответствующее количество полюсов. Четырехполюсный трехфазный двигатель имеет 12 полюсов, то есть по 4 полюса на каждой из трех фаз.

Когда к статору подведено напряжение, ток во всех трех фазных обмотках имеет одинаковую амплитуду и различается по фазе на одну треть периода (рис. 21-3, *а*). Поэтому ток, проходящий через обмотки статора, создает в нем вращающееся магнитное поле. Одновременно ток, индуктированный в обмотках ротора, также создает в последнем магнитное поле. Полюса магнитного поля ротора притягиваются и перемещаются вслед за полюсами вращающегося поля статора, в результате чего ротор вращается так, как указано на рис. 21-3, *б*.

Ротор асинхронного двигателя всегда вращается с частотой, которая меньше частоты вращения магнитного поля статора. Если бы частота вращения ротора и магнитного поля статора были одинаковыми, то проводники обмотки ротора были бы неподвижны относительно вращающегося магнитного поля статора и не пересекали бы его, в результате чего в роторе не индуктировался бы ток и он не имел бы магнитной полярности. Поэтому необходимо, чтобы частота вращения ротора была несколько меньшей частоты вращения поля статора. В результате проводники обмотки ротора непрерывно пересекают линии магнитного поля статора. Разность между частотой вращения ротора и полем статора называется магнитным скольжением или скольжением ротора. Трехфазные асинхронные двигатели обычно считаются двигателями с постоянной частотой вращения, так как величина скольжения меняется незначительно при увеличении или уменьшении нагрузки и даже при полной нагрузке.

Если не учитывать скольжение ротора, то частота вращения любого двигателя переменного тока является функцией частоты изменения тока и количества полюсов статора. Синхронная частота вращения двигателя переменного тока определяется следующим уравнением:

$$n = f \cdot 120/p \qquad (21\text{-}1)$$

где n — частота вращения двигателя, об/мин; f — частота изменения тока, Гц, p — количество полюсов.

Синхронная частота вращения четырехполюсного двигателя переменного тока, работающего с частотой 60 Гц, равна

$$n = 60 \times 120/4 = 1800 \text{ об/мин.}$$

Скольжение ротора обычно выражается в процентах от синхронной частоты вращения. Например, скольжение s двигателя с синхронной частотой вра-

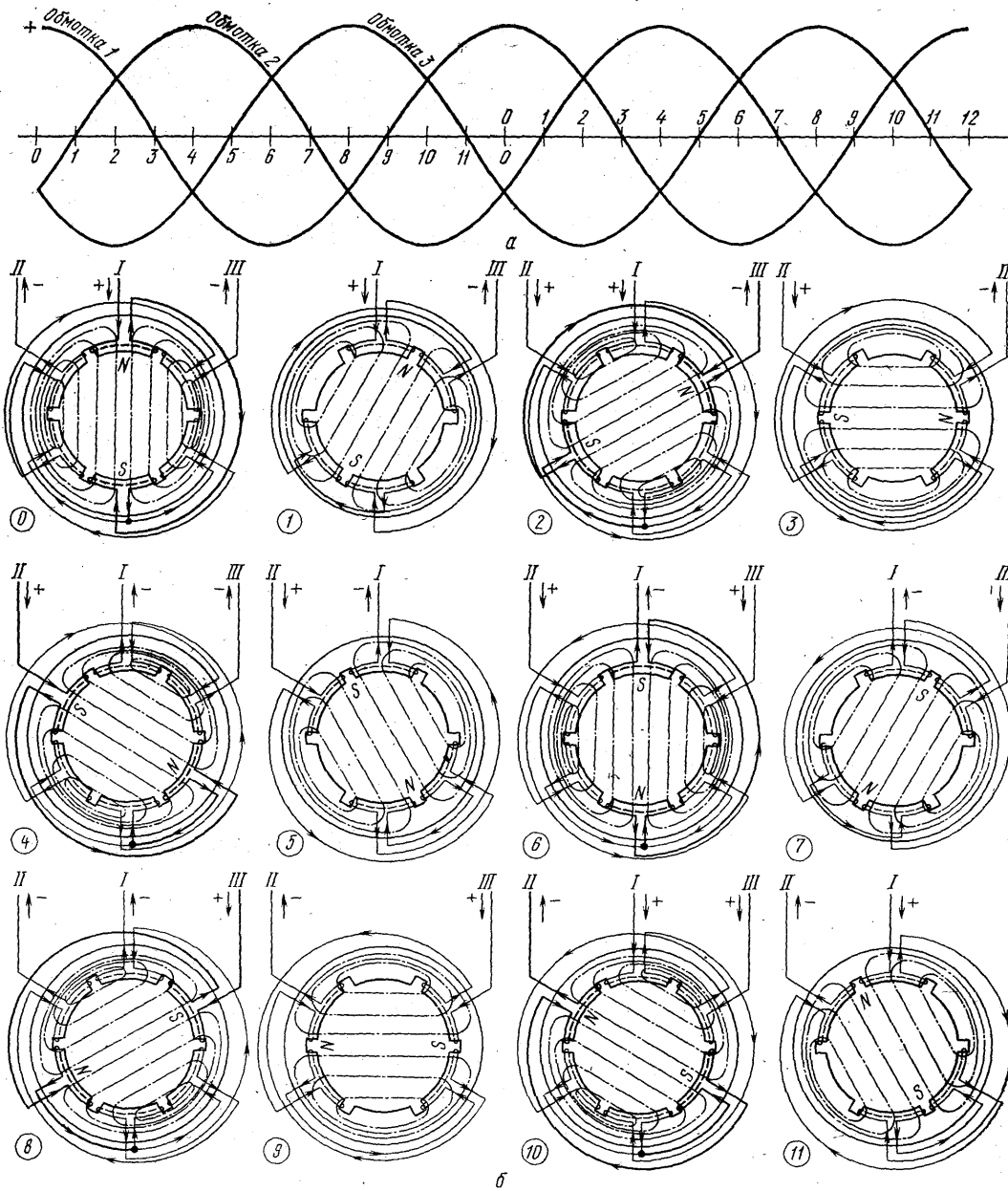


Рис. 21-3. Изменение величины, направления тока (*а*) и положения магнитного поля (*б*) в двухполюсном трехфазном двигателе за два полных цикла (на диаграммах *а* и *б* положение показано в момент, обозначенный соответствующей цифрой):

0 — ток, подводимый к двигателю, поступает в обмотку *I*, делится равномерно и выходит из двигателя через обмотки *II* и *III*; *1* — ток в обмотке *II* равен нулю, а ток, подводимый к обмотке *I*, выходит из обмотки *III*. Магнитное поле вращается по часовой стрелке; *2* — ток в обмотке *I* небольшой и, присоединяясь к току в обмотке *II*, выходит через обмотку *III*, в которой ток имеет максимальное отрицательное значение; *3—11* — диаграммы показывают, что магнитное поле продолжает вращаться в оставшейся части цикла

щения $n_1 = 1800$ об/мин и работающего при $n = 1750$ об/мин составляет

$$s = [(n_1 - n)/n_1]\ 100 = (1800 - 1750)\ 100/1800 = 2{,}78\%.$$

Скольжение ротора является мерой потери мощности двигателя. В данном случае 2,78% мощности преобразуется в двигателе в теплоту. Следовательно, существует определенная зависимость между величиной скольжения и КПД двигателя. Чем выше величина скольжения, тем ниже КПД двигателя.

Пусковой момент двигателя — это момент вращения, развиваемый двигателем в момент пуска, когда к его клеммам подается полное напряжение. Пусковой момент обычно выражается в процентах от момента вращения при полной нагрузке и зависит в некоторой степени от сопротивления обмотки ротора. При увеличении сопротивления обмотки ротора увеличивается пусковой момент, но при этом увеличивается также величина скольжения ротора и уменьшается КПД двигателя.

Двигатели с короткозамкнутым ротором

Обмотка ротора этого двигателя состоит из медных проводников в пластинчатом стальном сердечнике, соединенных между собой (то есть замкнутых накоротко) на концах при помощи колец, в результате чего обмотка имеет вид беличьей клетки.

Асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором является распространенным типом трехфазного двигателя и имеет несколько видов конструкций, отличающихся друг от друга пусковыми моментами и характеристиками пускового тока. В холодильном оборудовании в основном применяют две конструкции. Двигатели первой конструкции, создающие пусковой момент от 125 до 275% от момента вращения при полной нагрузке с относительно низким пусковым током, применяют в качестве привода для вентиляторов и насосов, а также для компрессоров с разгруженным пуском. Двигатели второй конструкции с высоким пусковым моментом при низком пусковом токе используют для привода компрессоров, включаемых под нагрузкой. Эти двигатели имеют пусковой момент 225—275% от момента вращения при полной нагрузке, но они несколько менее эффективны, чем двигатели первой конструкции.

Соответствующая конструкция обмоток статора обеспечивает работу асинхронных короткозамкнутых двигателей на нескольких частотах вращения. Частота вращения двигателя уменьшается с увеличением количества пар полюсов, т. е. частота вращения двигателя уменьшается наполовину при удвоении количества пар полюсов статора.

Двигатели с фазным ротором

Двигатели с фазным ротором применяют в том случае, когда повышенный пусковой ток двигателя с короткозамкнутым ротором большой мощности является отрицательным фактором, а рабочие частоты вращения находятся в диапазоне 50—100% от максимальной частоты вращения.

Асинхронные двигатели с фазным ротором отличаются от двигателя с короткозамкнутым ротором только обмоткой ротора. Обмотка ротора состоит из сгруппированных изолированных катушек, образуя определенные полюса. Ротор и статор имеют одинаковое количество полюсов. Клеммы обмоток ротора выведены на контактные кольца. Провода от щеток на контактных кольцах соединены с внешними сопротивлениями, как показано на рис. 21-2, *б*. Принцип работы двигателя с фазным ротором аналогичен принципу действия двигателя с короткозамкнутым ротором, за исключением того, что высокий пусковой момент с низкими значениями пускового тока первого создается посред-

ством включения внешнего сопротивления в цепь ротора. Когда двигатель набирает скорость, сопротивление постепенно выключается из цепи ротора, в результате чего при полной частоте вращения обмотки ротора замкнуты накоротко. При этом двигатель работает при малой величине скольжения и с высоким КПД.

Частота вращения двигателя с фазным ротором меняется от максимума до примерно 50% от максимальной величины за счет сопротивления в цепи ротора. Для этой цели можно применять пусковые сопротивления, которые выдерживают достаточно высокую нагрузку для предотвращения повышенного нагрева при непрерывной работе. Работа двигателя с фазным ротором при пониженной частоте вращения зависит от нагрузки.

Синхронные двигатели

У синхронного двигателя скорость вращения ротора равна скорости вращения магнитного поля статора. Частота вращения синхронного двигателя зависит только от частоты изменения тока и количества полюсов и не зависит от нагрузки. Обмотка якоря синхронного двигателя подобна обмотке двигателей с короткозамкнутым и фазным ротором. Обмотка ротора состоит из ряда катушек, которые образуют полюсы магнитного поля. Катушки соединены через контактные кольца с источником постоянного тока таким образом, что попеременно образуются северные и южные полюса. Постоянный ток обычно подводится небольшим генератором (возбудителем), установленным на валу двигателя. Ротор имеет короткозамкнутую (демпферную) обмотку, которую используют для пуска двигателя. С помощью демпферной обмотки можно изменять пусковой момент двигателя.

Когда к обмотке статора подводится ток из трехфазной сети, вращающееся магнитное поле воздействует на короткозамкнутую демпферную обмотку и ротор вращается. Двигатель начинает работать как двигатель с короткозамкнутым ротором, и его частота вращения будет несколько ниже синхронной частоты. Когда двигатель начинает вращаться с заданной частотой, к обмотке ротора подводится постоянный ток, в результате чего попеременно образуются северные и южные полюса, которые синхронизируют частоту вращения ротора с частотой вращения магнитного поля статора.

За счет регулирования величины постоянного тока, подаваемого к катушкам ротора, синхронный двигатель может работать при заданном коэффициенте мощности. Синхронный двигатель применяют в больших установках, в которых требуется постоянная частота вращения и высокий КПД. Большое преимущество синхронного двигателя заключается в том, что он обладает высоким коэффициентом мощности.

Однофазные двигатели

Однофазные двигатели следующих типов находят широкое распространение в холодильной технике: двигатели с расщепленной фазой, двигатели с конденсаторным пуском, двигатели с конденсаторным пуском и работой, двигатели с постоянно расщепленной фазой, двигатели с экранированными полюсами. Все они являются асинхронными двигателями с короткозамкнутым ротором и различаются между собой способом создания пускового момента.

При подводе тока в обмотку однофазного статора он поступает одновременно во все полюса, не образуя вращающегося магнитного поля. Кроме того, в обмотке короткозамкнутого ротора индуктируется такой ток, что магнитное поле ротора точно совпадает с магнитным полем статора, в связи с чем ротор не вращается. Однако если по какой-либо причине ротор начинает вращаться, то индуктируемый в обмотке ротора ток

по фазе несколько отстает от тока в обмотке статора. В результате магнитное поле ротора отстает от магнитного поля статора и создает момент вращения ротора. Следовательно, если ротор однофазного двигателя начинает вращаться, то образуется вращающееся магнитное поле и двигатель работает так же, как трехфазный двигатель с короткозамкнутым ротором.

Двигатели с расщепленной фазой

Для создания пускового момента в однофазном двигателе кроме рабочей (главной) обмотки имеется также вторая обмотка статора, которая называется пусковой, или вспомогательной, обмоткой. На рис. 21-4 показано расположение двух обмоток в статоре четырехполюсного однофазного двигателя. Пусковая и рабочая обмотки параллельно соединены с однофазной сетью. В двигателе с расщепленной фазой пусковая обмотка намотана из проволоки небольшого сечения и имеет высокое сопротивление и низкую индуктивность. Рабочая обмотка намотана из проволоки большого сечения. Она обладает низким сопротивлением и высокой индуктивностью. Обе обмотки включаются в момент пуска. Однако ток в рабочей обмотке отстает по фазе от тока в пусковой обмотке (из-за более высокой индуктивности рабочей обмотки по сравнению с индуктивностью пусковой обмотки). Создается эффект двух фаз, и в статоре образуется вращающееся магнитное поле, в результате чего ротор вращается. Когда ротор достигает 70% от максимальной частоты вращения, для чего требуется 1—2 с, центробежный переключатель на валу ротора отключает пусковую обмотку. Двигатель продолжает работать с включенной рабочей обмоткой. Пусковая обмотка намотана из проволоки небольшого сечения, и, если остается под током длительное время, она очень быстро нагревается и выходит из строя.

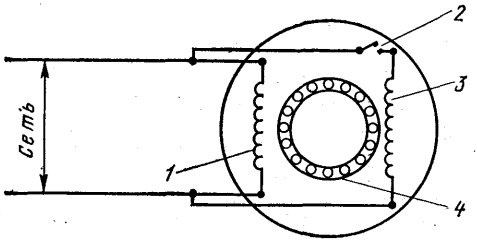


Рис. 21-4. Двигатель с расщепленной фазой:
1 — рабочая обмотка; *2* — центробежный выключатель; *3* — пусковая обмотка; *4* — короткозамкнутый ротор

Максимальный сдвиг тока по фазе составляет примерно 30°, поэтому двигатель этого типа обладает относительно небольшим пусковым моментом и применяется только в холодильных машинах с разгруженным пуском. Мощность двигателей составляет 37—250 Вт при напряжении 115 и 230 В. Они применяются в основном для привода небольших вентиляторов и насосов.

Двигатели с конденсаторным пуском

Двигатель с конденсаторным пуском аналогичен двигателю с расщепленной фазой по конструкции и работе, за исключением того, что конденсатор соединен последовательно с пусковой обмоткой, как показано на рис. 21-5. Пусковая обмотка сделана из проволоки большего сечения, чем пусковая обмотка двигателя с расщепленной фазой. Последовательное подключение конденсатора к пусковой обмотке создает опережение тока в этой обмотке относительно рабочей из-за ее высокой индуктивности. При этом смещение фаз между двумя обмотками достигает 90°, в результате чего создается двухфазный пуск. Пусковой момент двигателя с конденсаторным пуском очень высок, и его широко применяют для привода небольших компрессоров, которые включаются при полной нагрузке.

Пусковая обмотка двигателя с конденсаторным пуском выключается из

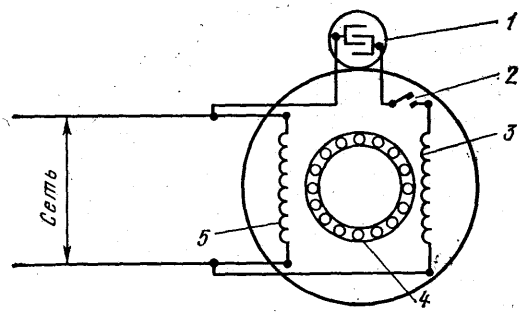


Рис. 21-5. Двигатель с конденсаторным пуском:

1 — конденсатор; *2* — центробежный выключатель; *3* — пусковая обмотка; *4* — короткозамкнутый ротор; *5* — рабочая обмотка

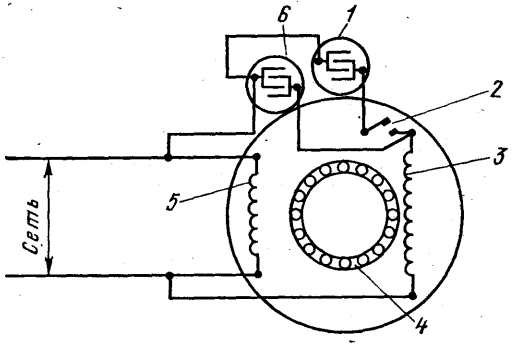


Рис. 21-6. Двигатель с конденсаторным пуском и работой:

1 — пусковой конденсатор; *2* — центробежный выключатель; *3* — пусковая обмотка; *4* — короткозамкнутый ротор; *5* — рабочая обмотка; *6* — рабочий конденсатор

цепи, когда ротор достигает примерно 70% от максимальной частоты вращения, и двигатель продолжает работать только на рабочей обмотке. Двигатели с конденсаторным пуском имеют мощность от 125 до 600 Вт при напряжении 115 и 230 В.

Двигатели с конденсаторным пуском и работой

Конструкция двигателя с конденсаторным пуском и работой близка к конструкции двигателя с конденсаторным пуском. Отличие состоит в том, что второй рабочий конденсатор соединен последовательно с пусковой обмоткой и параллельно с пусковым конденсатором и пусковым выключателем, как показано на рис. 21-6. Работа этого двигателя отличается от работы двигателя с конденсаторным пуском и двигателя с расщепленной фазой тем, что пусковая (вспомогательная) обмотка все время включена в цепь. В момент пуска пусковой и рабочий конденсаторы подключены последовательно к вспомогательной обмотке, и в пусковой период используется емкость обоих конденсаторов. Когда ротор достигнет 70% от номинальной частоты вращения, контакты центробежного выключателя размыкаются, отключая пусковой конденсатор. При этом двигатель продолжает работать с включенными рабочей и пусковой обмотками. Рабочий конденсатор, соединенный последовательно со вспомогательной обмоткой, предназначен для повышения коэффициента мощности. Двигатель с конденсаторным пуском и работой имеет не только высокий пусковой момент, но и хороший КПД. Эти двигатели имеют мощность от 375 Вт до 75 кВт. Их широко применяют в качестве привода холодильных компрессоров.

Двигатели с постоянно расщепленной фазой

В двигателе с постоянно расщепленной фазой не применяют ни пусковой конденсатор, ни пусковой выключатель. На рис. 21-7 показано, что конденсатор, соединенный последовательно со вспомогательной обмоткой, постоянно находится в цепи. Конденсатор используют для улучшения коэффициента мощности, а также в качестве пускового. Конденсатор слишком мал для значительного сдвига фаз, и поэтому пусковой момент конденсатора очень низок. Мощность этих двигателей менее 0,7 кВт. Их используют для привода вентилятора (который монтируют на валу дви-

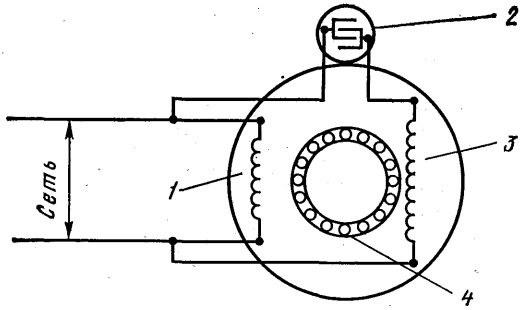


Рис. 21-7. Двигатель с постоянно расщепленной фазой:

1 — главная обмотка; *2* — конденсатор; *3* — вспомогательная обмотка; *4* — короткозамкнутый ротор

гателя) и компрессора, если обеспечены условия для низкого пускового момента.

Двигатели с экранированными полюсами

Конструкция двигателя с экранированными полюсами несколько отличается от устройства других однофазных двигателей тем, что главная обмотка статора образует выступающие полюса, как показано на рис. 21-8. Вспомогательная обмотка состоит из экранирующей катушки, которая расположена вокруг части одной стороны каждого полюса статора. Экранирующая катушка состоит из одного витка медной проволоки, которая замкнута накоротко. Через нее проходит только индуктированный ток. Во время работы магнитное поле, создаваемое индуктированным током в экранирующей катушке, искажает магнитное поле полюсов статора и создается небольшой пусковой момент. Двигатели с экранированными полюсами широко применяют для привода небольших вентиляторов, монтируемых на валу.

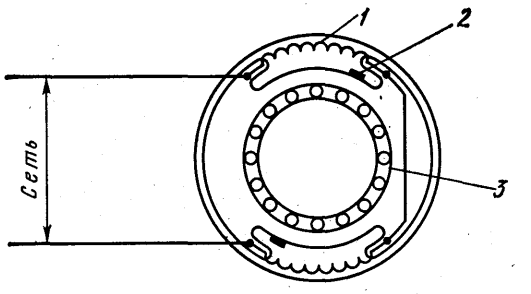


Рис. 21-8. Двигатель с экранированными полюсами:

1 — обмотка статора; *2* — экранирующая катушка (пусковая обмотка); *3* — короткозамкнутый ротор

Эти двигатели (мощностью от 6 до 150 Вт) отличаются плавным регулированием частоты вращения, простотой конструкции и низкой стоимостью.

Двигатели герметичных компрессоров

В герметичных мотор-компрессорах применяют трехфазные двигатели с короткозамкнутым ротором, двигатели с расщепленной фазой, с конденсаторным пуском и с конденсаторным пуском и работой. Двигатели с расщепленной фазой и с конденсаторным пуском имеют мощность менее 0,7 кВт, а с конденсаторным пуском и работой — от 0,38 до 7,5 кВт. Трехфазные двигатели с короткозамкнутым ротором имеют мощность от 2,25 кВт и выше.

Большинство герметичных двигателей охлаждаются всасываемым паром хладагента, но иногда применяют для этой цели воздух, воду, масло и жидкий хладагент. По этой причине герметичные мотор-компрессоры не могут работать в течение длительного времени без непрерывного потока всасываемого пара через двигатель.

ПУСКОВЫЕ РЕЛЕ

В однофазном двигателе герметичного компрессора вместо центробежного выключателя, смонтированного на валу, применяют специальное пусковое реле для отключения пусковой обмотки (или пускового конденсатора) из цепи после пуска двигателя. Применяются три типа пусковых реле: реле времени, реле тока и реле напряжения.

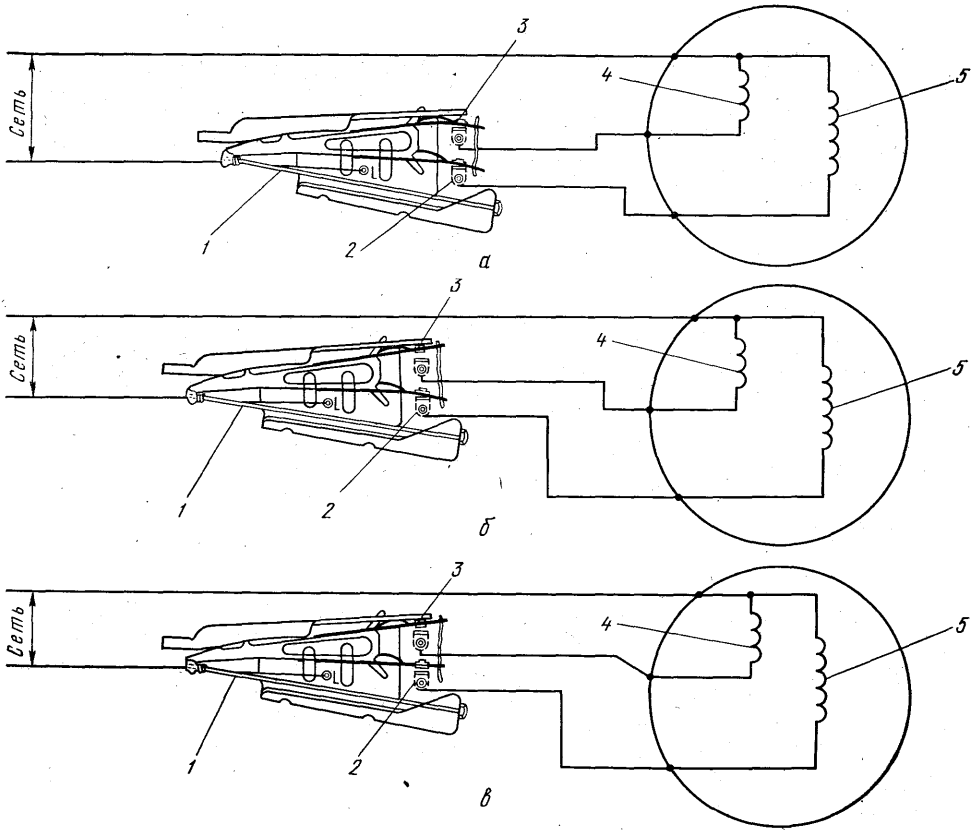


Рис. 21-9. Пусковое реле времени:
а — положение при пуске; *б* — рабочее положение; *в* — положение при перегрузке: *1* — нагревательный элемент реле; *2, 3* — контакты реле; *4* — пусковая обмотка двигателя; *5* — рабочая обмотка двигателя

Реле времени

Действие реле времени (рис. 21-9) основано на термическом расширении проволоки из специального сплава при ее нагреве большим пусковым током. В реле времени имеются две пары контактов *2* и *3*, которые последовательно соединены с рабочей и пусковой обмотками соответственно. Обе пары контактов замкнуты при пуске, в результате чего включаются обе обмотки (рис. 21-9, *а*). При большом пусковом токе проволока нагревается и расширяется. Контакты *3* размыкаются, выключая пусковую обмотку. Когда пусковая обмотка выключена из цепи, при прохождении тока в рабочей обмотке выделяется достаточно теплоты для удержания контактов *3* в разомкнутом состоянии. Однако этого количества теплоты недостаточно для дополнительного расширения проволоки и размыкания контактов *2* (рис. 21-9, *б*). Если по какой-либо причине через двигатель проходит большой ток, то проволока продолжает расширяться и контакты *2* размыкаются, в результате чего рабочая обмотка выключается из цепи (рис. 21-9, *в*). Реле этого типа широко применяют для защиты двигателя с расщепленной фазой от перегрузки.

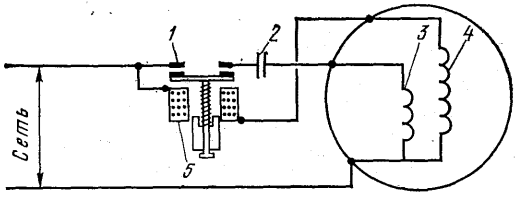


Рис. 21-10. Пусковое реле тока:
1 — контакты реле; *2* — конденсатор; *3* — пусковая обмотка двигателя; *4* — рабочая обмотка двигателя; *5* — катушка реле

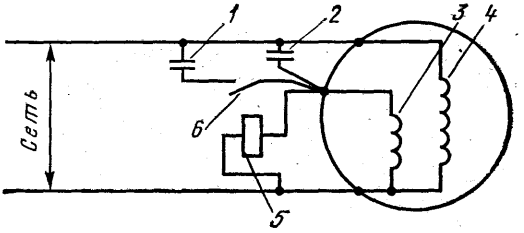


Рис. 21-11. Пусковое реле напряжения:
1 — пусковой конденсатор; *2* — рабочий конденсатор; *3* — пусковая обмотка; *4* — рабочая обмотка; *5* — катушка реле; *6* — пусковые контакты

Токовое реле

Токовое реле применяют в основном для двигателей с конденсаторным пуском. Это реле магнитного типа, которое включается при изменении величины тока в рабочей обмотке при пуске и работе. Катушка реле, которая имеет относительно небольшое количество витков проволоки большого сечения, последовательно соединена с рабочей обмоткой. Контакты реле (нормально открытые) соединены последовательно с пусковой обмоткой, как показано на рис. 21-10.

Когда к двигателю подведено напряжение, ток проходит через рабочую обмотку и катушку реле. Создается относительно сильное магнитное поле вокруг катушки, в нее втягивается якорь реле, и замыкаются пусковые контакты, через которые ток подводится к пусковой обмотке. Когда пусковая обмотка находится под током, ротор двигателя начинает вращаться и индуктировать противоэлектродвижущую силу в обмотке статора. Величина тока, протекающего через обмотки двигателя и катушку реле, уменьшается. Магнитное поле катушки становится слишком слабым и не удерживает якорь. Он опускается (выходит из катушки) под действием силы тяжести или пружины, размыкая при этом пусковые контакты, и двигатель работает только на одной рабочей обмотке.

Реле напряжения

Реле напряжения используют для двигателей с конденсаторным пуском и двигателей с конденсаторным пуском и работой. Реле напряжения отличается от токового реле тем, что катушка, имеющая большое количество витков из проволоки небольшого сечения, соединена с пусковой обмоткой параллельно и не соединена с рабочей обмоткой (рис. 21-11). Контакты реле соединены последовательно с пусковым конденсатором и замкнуты, когда двигатель не работает. Если двигатель находится под напряжением, то пусковая и рабочая обмотки включены. При пуске двигателя и достижении им заданной частоты вращения напряжение на клеммах пусковой обмотки увеличивается до величины, значительно превосходящей напряжение в сети (приблизительно на 150%) в результате воздействия конденсаторов, последовательно соединенных с этой обмоткой.

Высокое напряжение на клеммах пусковой обмотки создает значительную величину тока, проходящего через катушку реле, поэтому якорь втягивается в катушку, и пусковые контакты размыкаются. При размыкании контактов реле отключаются пусковая обмотка двигателя с конденсаторным пуском и пусковой конденсатор. В схеме двигателя с конденсаторным пуском и работой отключается только пусковой конденсатор. В любом из этих типов двига-

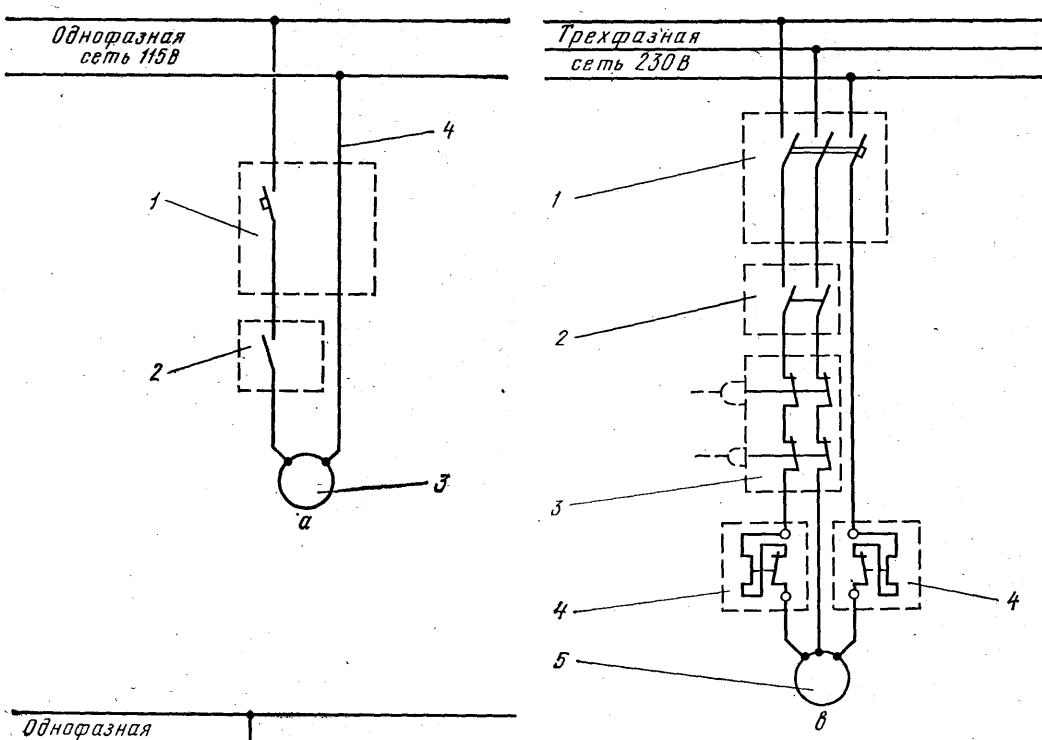


Рис. 21-12. Схемы присоединения двигателя:

а — в однофазную сеть 115 В: *1* — предохранитель и выключатель цепи; *2* — рабочее реле; *3* — двигатель; *4* — нулевой провод; *б* — в однофазную сеть 230 В: *1* — предохранители и выключатели цепи; *2* — рабочее реле; *3* — реле высокого и низкого давлений; *4* — реле защиты от токовой перегрузки; *5* — двигатель; *в* — в трехфазную сеть 230 В: *1* — предохранители и выключатели цепи; *2* — рабочее реле; *3* — реле высокого и низкого давлений; *4* — реле защиты от токовой перегрузки; *5* — двигатель

телей напряжение на клеммах пусковой обмотки несколько уменьшается при размыкании пусковых контактов, но его величина достаточна для удержания якоря катушки и пусковых контактов в разомкнутом состоянии до остановки двигателя.

ЗАЩИТА ДВИГАТЕЛЕЙ ГЕРМЕТИЧНЫХ КОМПРЕССОРОВ ОТ ТЕПЛОВОЙ ПЕРЕГРУЗКИ

Все герметичные компрессоры со встроенным электродвигателем должны

быть снабжены каким-либо прибором защиты двигателя от перегрева независимо от причины. Приборы защиты от тепловой перегрузки обычно закрепляют непосредственно на кожухе компрессора со встроенным электродвигателем. Поэтому через них проходит не только большой ток, но на них воздействует и перегрев кожуха из-за высокой температуры нагнетания, а также из-за других причин.

Некоторые типы пусковых реле содержат встроенную защиту от большого тока, но не обеспечивают защиту от перегрева из-за других причин.

ПРИБОРЫ ДЛЯ ЗАЩИТЫ И УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

Пусковое оборудование двигателя мощностью менее 0,7 кВт иногда состоит только из ручного выключателя прямого действия, термореле или реле низкого давления в цепи между двигателем и электросетью (рис. 21-12, *а*). Реле размыкает и замыкает цепь для остановки и пуска двигателя. Защитные приборы (например, реле высокого давления, приборы защиты от токовой перегрузки) соединены последовательно с рабочим реле, как показано на рис. 21-12, *б*. Защитные приборы имеют нормально закрытые контакты.

При однофазном токе низкого напряжения реле включают в цепь фазного провода. Его нельзя подсоединять в цепь нулевого провода (см. рис. 21-12, *а*). При однофазном токе высокого напряжения реле включают в одну или в обе цепи (см. рис. 21-12, *б*). Если используется трехфазная сеть, то, по крайней мере, две цепи из трех должны быть разомкнуты для отключения двигателя. Для этой цели требуются двухполюсные реле, как показано на рис. 21-12, *в*. Однако независимо от используемой электросети все цепи должны быть индивидуально защищены предохранителями.

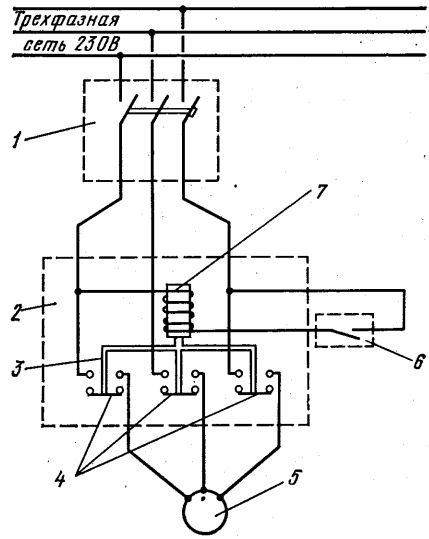


Рис. 21-13. Схема присоединения двигателя к сети через магнитный контактор:
1 — предохранители; *2* — магнитный контактор; *3* — якорь (изолирован от контактов); *4* — контакты; *5* — двигатель; *6* — рабочее реле; *7* — катушка

Контакты реле прямого действия должны быть рассчитаны на полную нагрузку двигателя, а при повышении величины тока до 20 А они не могут выполнять свою защитную функцию. Поэтому большие двигатели управляются косвенно через магнитный контактор.

Магнитный контактор (пускатель) для управления двигателем — это реле, которое состоит из катушки (изготовленной из изолированной проволоки) и якоря с электрическими контактами (рис. 21-13). Когда катушка контактора находится под током, якорь втягивается в магнитное поле катушки, замыкая электрические контакты и соединяя двигатель с электросетью. При обесточивании катушки якорь выпадает из нее, контакты размыкаются и двигатель отсоединяется от электросети. Если для управления работой двигателя применяют приборы (реле давления, термореле), то их присоединяют последовательно в цепь катушки контактора, а не непосредственно в цепи двигателя.

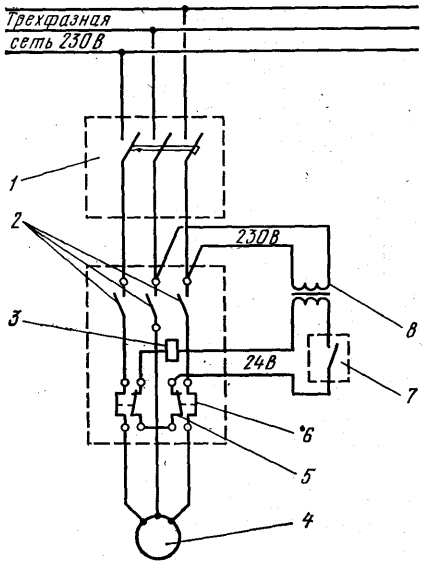


Рис. 21-14. Магнитный контактор с цепью управления низкого напряжения:
1 — предохранители; *2* — главные контакты; *3* — катушка; *4* — двигатель; *5* — контакты теплового реле; *6* — нагреватели тепловых реле; *7* — рабочее реле; *8* — трансформатор

Ниже рассмотрены некоторые преимущества при использовании магнитных контакторов для присоединения двигателей к электросети. Во-первых, ток, требуемый для питания катушки, небольшой величины, и потому контакты рабочих и защитных приборов имеют меньшую мощность, небольшой размер и низкую стоимость. Во-вторых, цепь катушки имеет самостоятельное питание независимо от цепи двигателя. Напряжение в цепи катушки может отличаться от напряжения в цепи двигателя. Это позволяет применять для цепи управления низкое напряжение (обычно 24 В), которое более безопасно. На рис. 21-14 показан магнитный контактор с цепью управления низкого напряжения.

Катушки магнитных контакторов изготовляют для всех стандартных напряжений и частот тока и их легко заменяют на месте эксплуатации.

ПУСКАТЕЛИ ДЛЯ ПУСКА ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ПОНИЖЕННОМ НАПРЯЖЕНИИ

Магнитный контактор, описанный выше, применяют для прямого пуска от сети, так как он включает двигатель от сети при полном напряжении, когда катушка находится под током. Этот тип пускателя применяют для двигателей мощностью до 15—20 кВт. Для предотвращения большого тока в цепях при пуске двигатели с короткозамкнутым ротором мощностью свыше 20 кВт включают при пониженном напряжении. Пуск при пониженном напряжении осуществляется при помощи пускателя для пуска при пониженном напряжении, причем в период пуска в цепи двигателя включаются сопротивления (или автотрансформаторы). На рис. 21-15 показан пускатель с сопротивлениями для пуска при пониженном напряжении. Когда рабочее реле замыкается, то катушка *2* находится под током и главные контакты *1* замыкаются, присоединяя

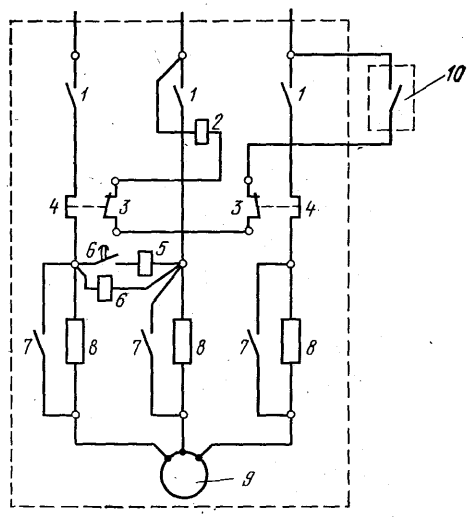


Рис. 21-15. Пускатель для пуска при пониженном напряжении:
1, 7 — главные контакты; *2, 5* — катушки; *3* — контакты тепловых реле; *4* — нагреватели тепловых реле; *6* — реле времени; *8* — сопротивления; *9* — двигатель; *10* — рабочее реле

двигатель к электросети через сопротивления. Двигатель запускается при пониженном напряжении, и одновременно включается реле времени. После заданного интервала времени контакты реле времени замыкаются и включают катушку *5*, которая в свою очередь замыкает главные контакты *7*. При этом сопротивления в цепи двигателя шунтируются.

ЗАЩИТА ДВИГАТЕЛЯ ОТ ПЕРЕГРУЗКИ ПО ТОКУ

Предохранители предназначены только для защиты цепи и не обеспечивают защиты двигателя от перегрузки по току. Поэтому если двигатель не имеет встроенной защиты от перегрева, то в цепь следует включить отдельную защиту от перегрузки по току. Многие виды магнитных пускателей имеют встроенные реле защиты от перегрузки по току.

Реле защиты от перегрузки состоит из двух частей: нагревательного элемента (в цепи двигателя) и контактов (в цепи катушки пускателя). Если двигатель длительное время потребляет избыточный ток, то температура нагревательного элемента становится выше нормальной и теплота, отдаваемая нагревателем, вызывает изгиб биметаллического элемента (или плавление вставки из специального металлического сплава), который размыкает контакты в цепи катушки пускателя. Катушка обесточивается, и двигатель отключается. Реле защиты от перегрузки не останавливает двигателя во время пуска и при кратковременных перегрузках.

РЕЛЕ КОНТРОЛЯ СМАЗКИ

Реле контроля смазки (рис. 21-16) часто применяют в качестве прибора защиты в холодильном оборудовании. Этот прибор предназначен для выключения компрессора, когда давление, создаваемое масляным насосом, опускается ниже заданного минимального уровня при работе компрессора или, если давление масла не повышается до минимальной безопасной величины, в заданное время после пуска компрессора.

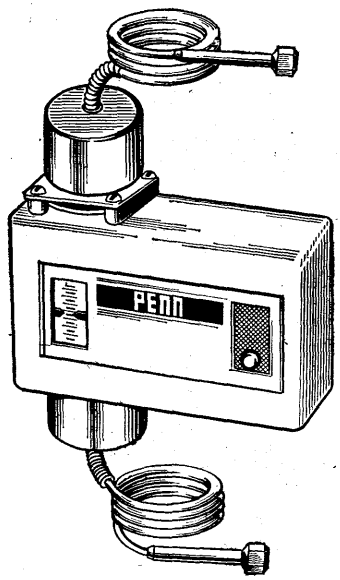


Рис. 21-16. Дифференциальное реле давления масла

Реле контроля смазки работает под действием разности между давлением, создаваемым масляным насосом и давлением в картере компрессора. Это осуществляется при помощи двух сильфонов давления, расположенных противоположно, как показано на рис. 21-17. Один сильфон соединен с картером компрессора, а другой сильфон — со стороной нагнетания масляного насоса.

Реле выдержки времени, встроенное в реле контроля смазки, включает компрессор при нулевом давлении масла, который работает от 90 до 120 с при давлении масла ниже безопасного уровня. Однако если давление масла не повышается до безопасного уровня в заданное время, то реле контроля смазки выключает компрессор. Контакты реле времени последовательно соединены с

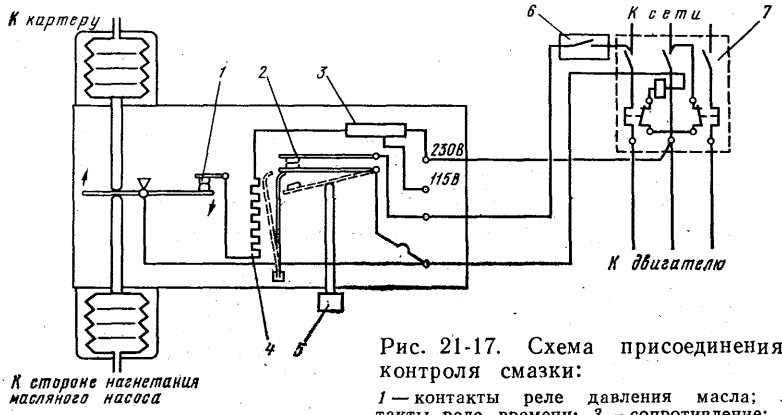


Рис. 21-17. Схема присоединения реле контроля смазки:

1 — контакты реле давления масла; *2* — контакты реле времени; *3* — сопротивление; *4* — нагреватель; *5* — кнопка возврата в исходное положение; *6* — рабочее реле; *7* — магнитный пускатель

катушкой магнитного пускателя, а нагреватель — параллельно. Контакты реле контроля смазки включены последовательно с нагревателем и сопротивлением прибора, а также с катушкой магнитного пускателя. Сопротивление ограничивает величину тока, проходящего через нагреватель.

Во время нерабочей части цикла компрессора давление масла равно давлению в картере. Когда компрессор включается, нагреватель реле времени и катушка магнитного пускателя находятся под током. Если после пуска компрессора давление масла повышается до нормального уровня, то контакты реле

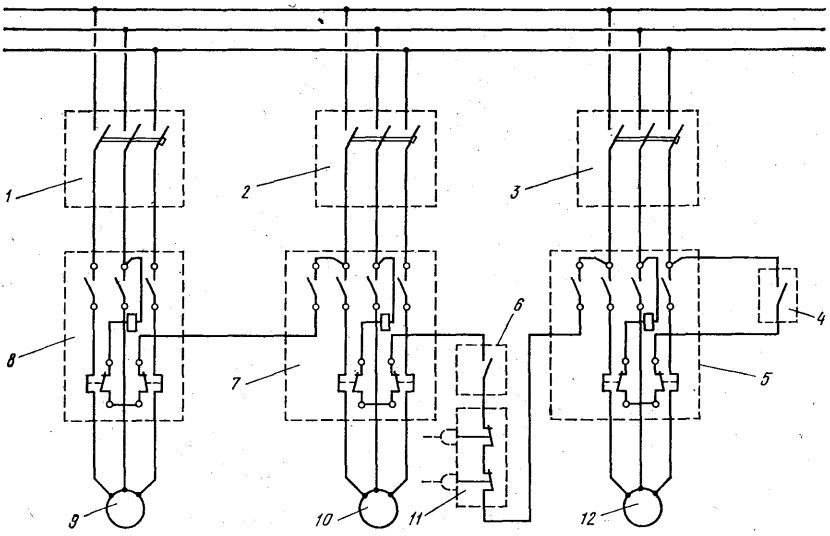


Рис. 21-18. Блокировка реле:

1, 2, 3 — предохранители; *4* — ручное двухпозиционное реле; *5, 7, 8* — магнитные пускатели; *6* — реле цикличной работы; *9* — двигатель компрессора; *10* — двигатель вентилятора конденсатора; *11* — реле высокого и низкого давлений; *12* — двигатель вентилятора испарителя

контроля смазки размыкаются и отключается нагреватель реле времени. В результате обеспечивается продолжение нормальной работы компрессора. В том случае, если давление масла не повышается до нормальной величины в заданное время, то контакты реле контроля смазки не размыкаются и нагреватель не выключается из цепи, что вызывает изгиб биметаллического элемента реле времени, и его контакты размыкаются. Цепь катушки магнитного пускателя разрывается, и компрессор останавливается.

Если при работе компрессора давление масла опускается ниже уставки выключения реле контроля смазки, то его контакты замыкаются, включая нагреватель. Под действием выделяемой нагревателем теплоты размыкаются контакты реле времени и компрессор останавливается. Реле контроля смазки настраивают на включение на 35 кПа ниже давления масла при работающем компрессоре и выключение на 35 кПа ниже давления включения. Допустим, что давление в картере равно 255 кПа, а давление масла составляет 500 кПа, поэтому разность давлений масла 500 — — 255 = 245 кПа. Уставка включения реле контроля смазки равна примерно 245 — 35 = 210 кПа, а уставка выключения 210 — 35 = 175 кПа.

БЛОКИРОВКА РЕЛЕ

Как правило, в холодильной установке применяют три двигателя: двигатель компрессора, двигатель вентилятора испарителя и двигатель вентилятора (или насоса) конденсатора. Реле, управляющие этими двигателями, должны быть сблокированы таким образом, чтобы компрессор не мог работать, если не работают вентиляторы испарителя и конденсатора. На рис. 21-18 показан один из наиболее распространенных способов блокировки. В данном случае двигатель вентилятора испарителя работает непрерывно и управляется с

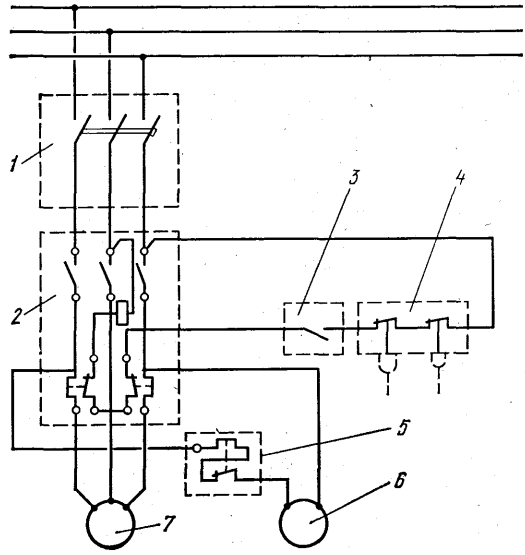


Рис. 21-19. Схема подключения двух двигателей к одному магнитному контактору: *1* — предохранители; *2* — магнитный контактор; *3* — термореле; *4* — реле низкого и высокого давлений; *5* — реле защиты двигателя вентилятора конденсатора от перегрузки; *6* — двигатель вентилятора конденсатора; *7* — двигатель компрессора

помощью ручного двухпозиционного реле. Реле вентилятора в этом случае является ведущим и используется для пуска и остановки всей машины.

Катушка пускателя двигателя конденсатора соединена через вспомогательный контакт в пускателе двигателя вентилятора испарителя. Вспомогательный контакт замыкается только в том случае, когда катушка пускателя двигателя вентилятора испарителя находится под током. Поэтому двигатель вентилятора (или насоса) конденсатора не включается при выключенном двигателе вентилятора испарителя. Катушка пускателя компрессора соединена через вспомогательный контакт в пускателе двигателя конденсатора. В результате компрессор не включается, если контакты пускателей двигателей конденсатора и испарителя не замкнуты. Реле цикличной работы (термореле) управляет пускателем двигателя конденсатора, а не пускателем двигателя комп-

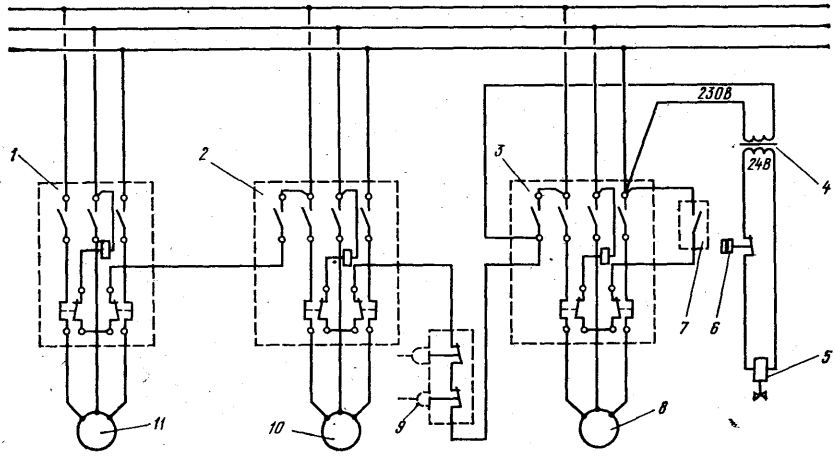


Рис. 21-20. Схема поддержания низкого давления в картере компрессора:

1, 2, 3 — магнитные пускатели; *4* — трансформатор; *5* — электромагнитный вентиль; *6* — термореле; *7* — двухпозиционное реле; *8* — двигатель вентилятора испарителя; *9* — реле высокого и низкого давлений; *10* — двигатель вентилятора конденсатора; *11* — двигатель компрессора

рессора. Поэтому двигатель вентилятора (или насоса) конденсатора выключается и включается вместе с двигателем компрессора.

Другой распространенный способ блокировки заключается в работе двигателей компрессора и конденсатора от одного магнитного контактора, показанного на рис. 21-19. Этот способ обычно применяют в небольшом агрегатированном оборудовании при наличии защиты каждого двигателя от короткого замыкания.

Схема поддержания низкого давления в картере компрессора посредством блокировки приборов регулирования представлена на рис. 21-20.

Обратите особое внимание на способ блокировки цепей низкого и высокого напряжения.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Одноплиточные испарители

Номер по каталогу	Высота и ширина, м×м	Длина, м	Площадь поверхности, м²	Холодопроизводительность (в Вт/К) при температуре	
				ниже 0°С	выше 0°С
106	0,3×0,6	3,3	0,39	5,28	6,86
109	0,3×0,9	5,27	0,58	8,44	9,5
112	0,3×1,2	7,27	0,78	11,08	12,66
116	0,3×1,6	9,27	0,97	13,72	15,83
120	0,3×2	11,27	1,17	16,36	18,99
123	0,3×2,3	13,27	1,36	19,52	22,16
130	0,3×3	17,27	1,75	25,32	28,49
140	0,3×4	23,27	2,34	33,24	37,99
207	0,55×0,75	8,57	0,9	12,66	14,77
209	0,55×0,9	10,53	1,08	15,3	17,11
212	0,55×1,2	14,53	1,13	20,05	23,21
216	0,55×1,6	18,53	1,79	25,32	29,02
220	0,55×2	22,50	2,16	30,6	34,82
223	0,55×2,3	26,53	2,53	35,88	41,68
230	0,55×3	34,53	3,24	45,9	52,76

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Многоплиточные испарители

Номер по каталогу	Толщина и ширина, м×м	Номер плиты	Длина, м	Количество ТРВ		Холодопроизводительность (в Вт/К) при температуре	
				для работы на R12	для работы на R717 (аммиаке)	ниже 0°С	выше 0°С
4-1,2-В	0,3×1,2	4	29	1	1	0,0443	0,0506
5-1,2-В	0,3×1,2	5	36	1	1	0,0554	0,0661
6-1,2-В	0,3×1,2	6	44	1	1	0,0665	0,076
4-1,6-В	0,3×1,6	4	37	1	1	0,0549	0,0633
5-1,6-В	0,3×1,6	5	46	1	1	0,0686	0,0791
6-1,6-В	0,3×1,6	6	55	1	1	0,0739	0,095
4-2,0-В	0,3×2	4	45	1	1	0,0654	0,076
5-2,0-В	0,3×2	5	57	1	1	0,0818	0,095
6-2,0-В	0,3×2	6	68	2	1	0,0981	0,114
4-2,3-В	0,3×2,3	4	53	1	1	0,0781	0,0886
5-2,3-В	0,3×2,3	5	67	2	1	0,0976	0,1108
6-2,3-В	0,3×2,3	6	80	2	1	0,1161	0,133
4-3,0-В	0,3×3	4	69	2	1	0,1013	0,114
5-3,0-В	0,3×3	5	86	2	1	0,1266	0,1424
6-3,0-В	0,3×3	6	103	2	1	0,1519	0,1709
4-4,0-В	0,3×4	4	93	2	1	0,133	0,1519
5-4,0-В	0,3×4	5	116	2	1	0,1662	0,1899
6-4,0-В	0,3×4	6	139	2	1	0,1994	0,2279

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Коэффициенты теплопередачи гладкотрубных испарителей для охлаждения жидкости без перемешивания

Охлаждаемая жидкость	Потребная температура жидкости, °С	Температура кипения хладагента, °С	Коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К)
Вода (с образованием льда)	2	—7	0,071
	2	—9	0,061
	2	—12	0,057
	2	—14	0,051
Вода	18	3	0,089
	16	3	0,088
	13	3	0,086
	10	2	0,085
	7	0	0,082
	5	—2	0,08
	2	—4	0,077
Рассол	2	—7	0,08
	—1	—9	0,074
	—4	—12	0,071
	—7	—14	0,068
	—9	—16	0,064
	—12	—18	0,06
	—15	—21	0,056
	—18	—23	0,051
	—21	—24	0,047
	—23	—27	0,043

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Коэффициенты теплопередачи [в Вт/(м²·К)] гладкотрубных испарителей для охлаждения воздуха

Температура кипения хладагента, °С	Температура в охлаждаемой камере, °С										
	—29	—23	—18	—12	—7	—1	2	4	7	10	16
0										13,06	14,14
—2									11,98	14,2	14,31
—4								14,98	14,14	14,25	14,31
—7							11,98	14,14	14,14	14,02	
—10						10,16	14,2	14,31	14,08	14,31	
—11						10,22	14,14	14,14	14,31		
—13					7,95	10,16	14,2	14,14	14,14		
—14					7,89	11,41	14,08	14,25			
—16					7,95	11,3	14,08	14,37			
—18				7,89	9,03	11,3	14,25				
—20				7,89	9,03	11,3	14,2				
—22			7,38	8,46	10,22	11,41					
—25			7,89	9,08	9,88	11,24					
—27			9,52	9,65	10,16						
—32		9,52	9,08	10,22							
—34	7,89	9,65	10,16	10,22							
—40	9,03	10,22	10,22								
—45	10,16	10,22									

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Коэффициент теплопередачи [в Вт/(м²·К)] оребренных змеевиковых батарей

Температура кипения хладагента	Естественная циркуляция воздуха		Принудительная циркуляция воздуха (скорость 1,5—2,5 м/с)	
	с рассольным охлаждением	с терморегулятором	с рассольным охлаждением	с терморегулятором
Выше 0°С	13	12	17	15
От 0 до —18°С	9	8	11	10
От — 19°С и ниже	7	6	9	8

Примечание. Оребренная труба длиной в 1 м имеет площадь поверхности 2,47 м².

ПРИЛОЖЕНИЕ 6

Характеристики воздухоохладителей

Модель	Хладопроизводительность, кВт/К	Количество секций	Потребляемая мощность электродвигателя, кВт	Производительность по воздуху, м³/с	Напор воздуха, м
UC 130	0,130	1	0,093	0,185	7
UC 185	0,185	1	0,098	0,24	7
UC 235	0,235	1	0,14	0,33	6
UC 345	0,345	1	0,154	0,47	8
UC 450	0,450	1	0,163	0,7	9
UC 550	0,550	Раздельные	0,184	0,82	8
UC 630	0,630	Раздельные	0,22	0,92	8
UC 950	0,950	Раздельные	0,308	1,2	7
UC 1265	1,265	2	0,415	1,91	9
UC 1690	1,690	3	0,916	2,83	9

Технические характеристики воздухоохладителей большой холодопроизводительности

Модель	Производительность по воздуху при скорости 3 м/с, м³/с	Площадь лобового сечения, м²	Количество рядов в глубину	Холодопроизводительность, кВт (на 1°С разности между температурами воздуха на входе и кипения хладагента)								Площадь поверхности, м²		Количество воды для отгаивания при давлении в форсунке 48 кПа, л/с
				при температуре кипения хладагента выше 0°С				при температуре кипения хладагента ниже 0°С						
				шаг ребер 8 мм		шаг ребер 6 мм		шаг ребер 8 мм		шаг ребер 6 мм				
				сухой тип	затопленный тип	сухой тип	затопленный тип	сухой тип	затопленный тип	сухой тип	затопленный тип			
BL-1674	1,9	0,62	4	0,74	0,88	0,81	0,98	0,66	0,79	0,72	0,86	28,8	37,7	1,2
BL-1676			6	1,02	1,22	1,11	1,33	0,92	1,10	1	1,2	44,8	56,7	
BL-1678			8	1,25	1,5	1,36	1,63	1,14	1,37	1,23	1,48	58,6	75,4	
BL-2114	3,1	1,02	4	1,21	1,45	1,34	1,6	1,08	1,29	1,18	1,42	50,2	63,5	1,8
BL-2116			6	1,67	2	1,83	2,2	1,51	1,81	1,64	1,96	75,3	95,2	
BL-2118			8	2,05	2,46	2,23	2,68	1,87	2,25	2,02	2,43	100,3	127,1	
BL-3174	4,8	1,58	4	1,86	2,24	2,06	2,48	1,71	2,04	1,82	2,19	75,4	114,1	2,9
BL-3176			6	2,53	3,09	2,83	3,39	2,32	2,79	2,53	3,04	112,9	142,6	
BL-3178			8	3,17	3,8	3,44	4,13	2,9	3,47	3,13	3,75	150,7	190,4	
BL-31710			10	3,68	4,41	3,95	4,73	3,38	4,06	3,62	4,35	188,4	238,3	
BL-4254	7,1	2,32	4	2,75	3,3	3,04	3,64	2,45	2,93	2,68	3,22	110,7	139,8	3,5
BL-4256			6	3,79	4,55	4,15	4,98	3,42	4,11	3,72	4,46	166,4	210	
BL-4258			8	4,66	5,6	5,07	6,07	4,26	5,12	4,59	5,52	221,1	279,6	
BL-42510			10	5,41	6,49	5,81	6,97	4,97	5,97	5,33	6,39	276,8	350,2	
BL-42512			12	6,01	7,21	6,42	7,88	5,6	6,71	6,02	7,15	332,6	420	

BL-5364			4	3,89	4,67	4,3	5,16	3,46	4,15	3,78	4,53	157	198,8	
BL-5366			6	5,36	8,44	5,89	7,08	4,84	5,81	5,28	6,34	235,5	298,2	
BL-5368	10,0	3,29	8	6,6	7,92	7,18	8,61	5,93	7,23	6,49	7,79	314	397,6	4,2
BL-53610			10	7,66	9,19	8,24	9,87	7,04	8,45	7,55	9,06	292,5	497	
BL-53612			12	8,5	10,19	9,06	10,88	7,92	9,5	8,47	10,16	471,5	596,4	
BL-6464			4	5,05	5,05	5,6	6,71	4,49	5,39	4,92	5,91	204,2	258,7	
BL-6466			6	6,97	8,9	7,66	9,19	6,3	7,57	7,37	8,84	306,4	388,3	
BL-6468	13,0	4,27	8	8,58	10,3	9,35	11,22	7,96	9,43	8,45	10,14	408,4	517,5	6,1
BL-64610			10	9,99	11,99	10,71	12,86	9,19	11,04	9,82	11,77	510,8	647,5	
BL-64612			12	11,09	13,31	11,77	14,1	10,35	12,41	10,98	13,2	612,8	776,6	
BL-7736			6	11,04	13,25	12,23	14,63	10	11,99	10,88	13,04	484,9	614,1	
BL-7738			8	13,52	16,26	14,76	17,74	12,41	14,89	13,41	16,1	646,6	819,4	
BL-77310	20,7	6,77	10	15,79	18,96	16	20,43	14,57	17,48	15,52	18,64	808,2	1021,9	9,0
BL-77312			12	17,53	21,01	18,74	22,44	16,32	19,59	17,42	20,91	968	1226,3	

Примечания:

1. Величины холодопроизводительности приведены при температурах кипения —30°С и выше. При температурах кипения ниже —30°С следует применять поправочные коэффициенты, указанные ниже (например, производительность воздухоохладителя сухого типа модели BL-31710 при шаге ребер 8 мм и температуре кипения R502 —40°С равна 3,38 кВт/°С×0,8 = 2,7 кВт/°С):

Температура кипения R12, —30	—35	—40	—45	—50
R22, R502, °С				
Поправочный коэффициент 1	0,9	0,8	0,7	0,6

2. Для перерасчета основной величины производительности по воздуху (в м³/с) при скорости движения, отличной от 3 м/с, следует применять указанные ниже (приложение 7 *а*) поправочные коэффициенты (например, воздухоохладитель модели BL-31710 сухого типа с шагом ребер 6 мм, работающий на хладагенте R12 при температуре кипения +2°С, при производительности по воздуху 3,21 м³/с и скорости движения 2 м/с в лобовом сечении имеет холодопроизводительность 3,95 кВт/°С×0,77 = 3,04 кВт/°С):

ПРИЛОЖЕНИЕ 7а

Количество рядов в глубину	Поправочный коэффициент при скорости движения воздуха (м/с) в лобовом сечении			
	2	2,5	3	3,5
4	0,82	0,91	1	1,07
6	0,8	0,9	1	1,08
8	0,79	0,89	1	1,09
10	0,77	0,88	1	1,1
12	0,75	0,87	1	1,1

Испарители для охлаждения воды

Модель	Эффективная площадь поверхности, м²	Модель	Эффективная площадь поверхности, м²
Холодопроизводительность 19—67 кВт, количество ходов 1, труб — 44		*Холодопроизводительность 49—183 кВт, количество ходов 2, труб—120*	
ДХН-8-1,5	3,8	ДХН-14-1,8	12,6
8-1,8	4,6	14-2,1	14,8
8-2,1	5,9	14-2,4	17,1
8-2,4	6,2	14-2,7	19,2
8-2,7	7,1	14-3,0	21,5
8-3,0	7,9	14-3,4	23,7
8-3,4	8,7	14-3,7	25,8
8-3,7	9,5	14-4,0	28,1
8-4,0	10,3	14-4,3	30,2
8-4,3	11,1	14-4,6	32,4
		14-4,9	34,6
Холодопроизводительность 28—105 кВт, количество ходов 1, труб — 68		*Холодопроизводительность 70—250 кВт, количество ходов 2, труб — 164*	
ДХН-10-1,5	5,9	ДХН-16-1,8	17,4
10-1,8	7,2	16-2,1	20,3
10-2,1	8,5	16-2,4	23,3
10-2,4	9,7	16-2,7	26,3
10-2,7	11	16-3,0	29,3
10-3,0	12,2	16-3,4	32,3
10-3,4	13,5	16-3,7	35,3
10-3,7	14,7	16-4,0	38,3
10-4,0	15,9	16-4,3	41,2
10-4,3	17,1	16-4,6	44,3
10-4,6	18,3	16-4,9	47,3
10-4,9	19,6		
Холодопроизводительность 39—140 кВт количество ходов 2, труб — 92		*Холодопроизводительность 109—390 кВт, количество ходов 2, труб — 252*	
ДХН-12-1,8	9,8	ДХН-20-1,8	26,7
12-2,1	11,4	20-2,1	31,1
12-2,4	13,1	20-2,4	35,7
12-2,7	14,8	20-2,7	40,6
12-3,0	16,4	20-3,0	45,2
12-3,4	18,1	20-3,4	49,7
12-3,7	19,8	20-3,7	54,2
12-4,0	21,5	20-4,0	58,8
12-4,3	23,1	20-4,3	63,5
12-4,6	24,8	20-4,6	68,1
12-4,9	26,5	20-4,9	72,6
		20-5,2	77,1
		20-5,5	81,8
		20-6,0	90,7

Технические характеристики сальниковых компрессоров, работающих на хладагенте R12

Температура кипения, °С	Температура конденсации, °С	Модель E027				Модель E036				Модель E050			
		Холодопроизводительность, кВт	Мощность на валу, кВт	Теплота, отводимая в конденсаторе, кВт	Максимальная температура во всасывающем патрубке, °С	Холодопроизводительность, кВт	Мощность на валу, кВт	Теплота, отводимая в конденсаторе, кВт	Максимальная температура во всасывающем патрубке, °С	Холодопроизводительность, кВт	Мощность на валу, кВт	Теплота, отводимая в конденсаторе, кВт	Максимальная температура во всасывающем патрубке, °С
—40	27	8,79	5,23	12,31	18	11,61	6,94	14,77	13	15,83	10,22	20,4	14
	38	7,03	6,12	10,55	9	9,5	8,21	13,01	9	13,01	11,19	17,94	9
	49	5,63	7,1	8,79	—1	7,74	9,33	11,61	—1	10,2	12,23	15,12	—1
—35	27	13,22	6,71	16,89	18	17,59	8,95	21,81	18	23,92	12,16	25,94	18
	38	10,69	7,46	16,18	18	14,42	9,7	19,34	18	18,99	13,65	25,32	18
	49	8,44	8,5	15,47	7	11,61	11,19	16,53	7	15,83	15,37	22,51	4
—30	27	16,71	7,68	21,81	32	22,16	10,07	27,08	32	30,95	14,62	38,69	32
	38	14,42	8,5	19,7	29	18,64	11,19	24,97	23	26,03	16,86	33,76	31
	49	11,96	9,55	17,23	22	15,83	12,83	21,81	20	22,16	18,8	30,25	21
—25	27	22,51	8,5	28,49	32	29,89	11,34	35,52	32	39,39	16,11	46,78	32
	38	19,7	9,7	28,38	31	26,38	13,43	33,41	32	35,87	18,58	45,37	32
	49	16,53	10,97	23,56	29	21,81	14,92	28,84	30	33,41	21,48	44,67	31

	27	29,54	9,55	35,87	32	37,67	13,2	44,31	32	51,7	18,28	60,49	32
—20	38	25,81	10,74	33,76	32	34,47	14,92	42,2	32	47,13	20,96	58,38	32
	49	22,16	12,46	31,76	32	29,54	17,08	38,69	32	41,5	23,95	54,16	32
	27	37,28	10,37	45,37	32	48,53	14,92	55,92	32	66,12	19,77	75,26	32
—15	38	33,13	11,56	42,56	32	42,2	16,86	51,35	32	59,09	23,13	72,1	32
	49	28,7	13,35	39,74	32	38,69	19,25	49,24	32	52,05	27,3	66,12	32
	60	24,65	15,59	37,63	32	32,36	21,93	43,61	32	47,13	29,02	62,6	32
	27	45,72	10,82	52,05	32	60,84	16,41	69,99	32	90,68	21,34	101,99	32
—10	38	41,5	12,83	50,29	32	55,57	18,5	67,17	32	84,06	24,39	100,94	32
	49	36,58	14,47	46,07	32	49,59	21,34	62,6	32	68,08	28,57	98,48	32
	60	32,71	16,56	42,91	32	43,61	24,17	57,68	32	73,15	30,96	95,66	32
	27	57,33	11,71	65,06	32	74,91	17,53	85,46	32	110,08	22,68	124,5	32
—5	38	51	13,5	61,55	32	68,58	20,52	81,59	32	100,94	26,63	119,23	32
	49	45,02	15,22	56,27	32	59,79	21,56	75,26	32	93,2	30,51	115,71	32
	60	39,04	17,68	51	32	51	26,11	66,47	32	83,7	33,2	107,97	32
	27	69,64	12,16	78,78	32	94,96	18,8	110,43	32	134,35	24,18	150,53	32
	38	65,77	14,62	77,37	32	87,93	21,34	103,75	32	126,61	27,53	149,47	32
0	49	61,2	16,41	75,62	32	81,59	24,39	101,29	32	119,93	32,53	147,36	32
	60	56,27	19,17	72,1	32	73,86	27,83	94,96	32	113,25	35,14	144,9	32
	27	88,63	12,83	99,18	32	125,21	99,77	130,13	32	166,7	24,92	186,75	32
	38	78,43	14,99	92,5	32	112,19	22,23	123,8	32	150,53	29,02	176,2	32
+5	49	69,64	17,31	86,17	32	100,23	25,36	116,06	32	135,4	33,94	166,35	32
	60	61,2	20,37	78,43	32	90,39	29,02	107,97	32	122,39	36,55	156,51	32

Примечания:

1. Величины холодопроизводительности указаны при температуре всасываемого пара хладагента 18°С (за исключением тех случаев, когда указана более низкая температура) и при отсутствии переохлаждения жидкости. При других температурах всасываемого пара величину холодопроизводительности следует умножать на поправочный коэффициент, указанный ниже.

Разность между действительной и номинальной температурами всасываемого пара, °С	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45
Поправочный коэффициент	1	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,915	0,9

Указанные коэффициенты относятся к R12 и R502. При работе на R22 следует пользоваться величинами холодопроизводительности, указанными в таблице, без изменений.

2. При переохлаждении жидкости на выходе конденсатора на 1°С величину холодопроизводительности следует увеличить на 1%. Мощность на валу при этом не меняется.

3. Величины холодопроизводительности и мощности на валу указаны в таблице при номинальной частоте вращения вала 1740 об/мин. При других частотах вращения величины следует умножить на поправочные множители, указанные ниже.

Частота вращения вала, об/мин	1620	1450	1260	1050
Поправочный коэффициент холодопроизводительности	0,93	0,85	0,72	0,60
Поправочный коэффициент мощности	0,96	0,90	0,78	0,65

4. Ниже указаны величины при регулировании холодопроизводительности компрессора.

Холодопроизводительность, % (от полной)	100	83	67	50
Количество работающих цилиндров	6	5	4	3
Потребляемая мощность, % (от полной)	100	85—87	70—74	56—60

Холодопроизводительность (в кВт) компрессорно-конденсаторных агрегатов

Модель	Температура кипения хладагента, °С										
	6,5	1,5	—3,5	—8,5	—13,5	—16	—18,5	—21	—26	—31	—36
ТС-510/АН-12	17,15	14,27	11,96	9,23							
ТС-500/АМ-12			13,39	10,87	8,7	7,76					
ТС-500/AL-12						9,51	8,5	7,64	5,92	4,44	3,14
ТС-600/АН-12	19,78	16,66	13,95	11,2							
ТС-750/АН-12	25,66	21,27	17,66	14,24							
ТС-750/АМ-12			22,4	18,05	14,16	12,5					
ТС-750/AL-12							10,33	9	6,76	5,07	3,82
ТС-900/АН-12	33,35	28,07	22,76	18,35							
ТС-1000/АН-12	33,5	28,01	23,15	18,63							
ТС-755/АН-22	27,65	23,12	19,02	16,91	15,21						
ТС-900/АН-22	33,28	27,77	22,64	17,93							
ТС-1000/АН-22	41,18	34,32	28,45	23,07	18,26						
ТС-500/AL-502							9,21	8,19	6,17	4,65	3,26
ТС-600/AL-502						12,56	11,2	9,82	7,4	5,4	3,68
ТС-750/AL-502					18,26	16,53	15,02	13,28	10,19	7,61	5,5
ТС-1000/AL-502					23,09	20,68	18,57	16,57	12,75	9,36	6,52
ТС-500/WH-12	20,23	16,6	13,28	10,49							
ТС-500/WM-12			14,94	11,85	9,2	8,03					
ТС-500/WL-12						10,26	9,13	6,04	4,38	3,02	
ТС-600/WH-12	22,49	18,49	14,94	11,85							
ТС-750/WH-12	27,85	22,72	18,41	14,49							
ТС-750/WM-12			24,38	18,94	14,64	12,6					
ТС-750/WL-12							11,02	9,43	6,87	4,91	3,62
ТС-750/WH-12	36,84	30,19	24,38	18,94							
ТС-1000/WH-12	36,99	30,19	24,45	19,31							
ТС-755/WH-22	30,33	24,91	20,08	15,7							
ТС-900/WH-22	36,99	29,89	23,85	18,79	14,49						
ТС-1000/WH-22	44,23	36,52	29,89	23,77	18,34						
ТС-1500/WH-22	61,72	47,1	38,63	30,48	24,15						
ТС-500/WL-502					13,13	11,47	9,96	8,39	6,43	4,65	3,17
ТС-600/WL-502						13,74	12	10,49	7,67	5,43	3,55
ТС-750/WL-502					19,62	17,5	15,4	13,74	10,26	7,55	5,28
ТС-1000/WL-502					25,06	22,04	19,62	17,21	12,83	9,21	6,34

Примечание. Холодопроизводительность указана при следующих величинах: для агрегатов с воздушным охлаждением при температуре окружающей среды 32°С, для агрегатов с водяным охлаждением при температуре воды на входе 24°С и температуре конденсации 38°С, при температуре всасываемого пара на входе в компрессор 18°С. При температурах окружающей среды, воды, конденсации, жидкого хладагента на 1°С ниже следует увеличить холодопроизводительность на 1%. При температуре окружающей среды, воды и конденсации на 1°С выше следует уменьшить холодопроизводительность на 1%.

Производительность (в кВт) воздушных конденсаторов при разности температур 16°С

Размер аппарата	Количество секций	Хладагент					
		R12		R22		R502	
		всего аппарата	одной секции	всего аппарата	одной секции	всего аппарата	одной секций
3	2	13,2	6,6	14,7	7	13,8	6,9
5	2	22	11	22,9	11,45	22,4	11,2
8	2	35,2	17,6	36,9	18,45	36	18
9	6	35,2	5,87	36,9	6,15	36	6
11	8	43	5,37	44,8	5,6	44	5,5
16	12	63,3	5,28	66,8	5,57	65	5,4
18	16	74,7	4,67	78,3	4,89	76,5	4,78
21	16	85,3	5,33	89,7	5,6	87,9	5,5
23	16	96,7	6,04	102	6,37	100,2	6,26
27	24	109,9	4,58	116	4,83	113,4	4,73
30	21	125,7	5,98	131,9	6,28	129,3	6,15
36	31	149,5	4,82	156,5	5,05	153,9	4,96
41	28	167,9	6	176,7	6,31	173,2	6,18
45	15	185,5	12,37	195,2	13	191,7	12,78
53	21	221,6	10,55	233	11,1	229,6	10,87
58	16	233	14,56	244,4	15,28	239,2	14,95
66	21	277	13,19	281	13,86	284,9	13,58
82	21	330,6	15,74	347,3	16,54	340,3	16,2
95	26	432,6	16,64	454,6	17,48	445,8	17,14
110	32	473,6	15,11	507,4	15,85	497,7	15,55
115	39	511,7	13,12	537,2	13,77	520,1	13,33

Примечание. При разности температур, отличных от 16°С, значение производительности следует умножить, на поправочный коэффициент, указанный ниже.

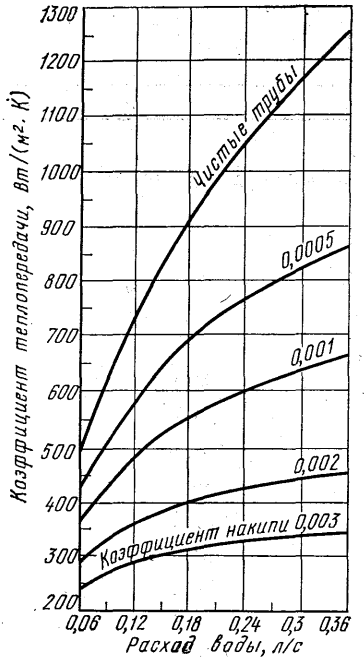
Разность температур, °С	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
Поправочный коэффициент	2,67	2	1,6	1,33	1,14	1	0,89	0,8	0,73	0,67

Технические характеристики водяных конденсаторов

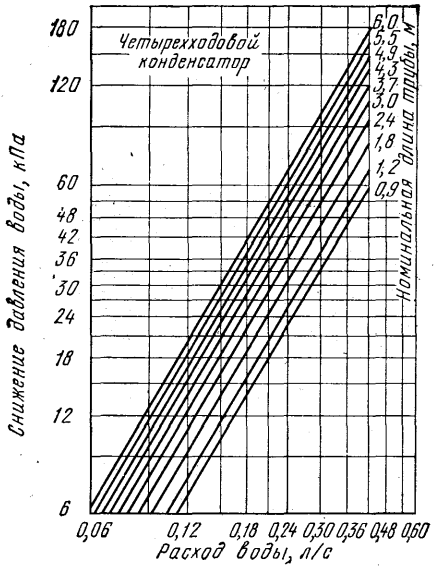
Модель	Площадь поверхности, м²	Номинальная производительность, кВт			
		при температурах воды на входе 25°С, на выходе 35°С и конденсации 39°С		при температурах воды на входе 30°С, на выходе 35°С и конденсации 40°С	
		четырехходовой	двухходовой	четырехходовой	двухходовой
Наружный диаметр кожуха 0,2 м, количество труб 40					
8-1,2	6,8	14		25,6	
8-1,5	8,7	24,2		37,2	22,4
8-1,8	10,5	35,1		49,8	32,8
8-2,1	12,4	46,2			43,3
8-2,4	14,2	57,8	31,5		54,4
8-2,7	16,1	69,4	41,3		65,8
8-3,0	17,9	81,8	51,9		77,9
8-3,4	19,8	95,4	62,7		90,6
8-3,7	21,6	107,3	73,5		103,7
8-4,0	23,4		84,6		
8-4,3	25,3		96		
8-4,6	27,1		107,3		
8-4,9	29		118,9		
Наружный диаметр кожуха 0,25 м, количество труб 60					
10-1,2	10,2	20,9		38,4	
10-1,5	13	36,4		55,7	33,5
10-1,8	15,8	52,6		74,8	49,3
10-2,1	18,6	69,4			65
10-2,4	21,3	86,7	47,2		81,8
10-2,7	24,1	104,2	61,9		98,6
10-3,0	26,8	122,5	77,9		116,9
10-3,4	29,6	141,6	93,9		135,7
10-3,7	32,4	161,3	110,2		155,6
10-4,0	35,1		126,9		
10-4,3	37,9		144		
10-4,6	40,7		161,3		
10-4,9	43,3		178,5		
Наружный диаметр 0,3 м, количество труб 92					
12-1,2	15,7	32		58,8	
12-1,5	20	55,7		85,4	51,6
12-1,8	24,2	80,8		144,6	75,3
12-2,1	28,4	106,3			99,8
12-2,4	32,7	132,9	72,2		125,4
12-2,7	36,9	159,7	94,9		151,4
12-3,0	41,2	188,3	119,5		179,3
12-3,4	45,4	217,5	144,2		208,2
12-3,7	49,7	247,2	169,2		238,7
12-4,0	53,9		194,8		
12-4,3	58,2		220,8		
12-4,6	62,4		246,9		
12-4,9	6,7		273,5		
12-5,2	70,9		301,9		
12-5,5	75,2		327,7		
12-5,8	79,3		356		
12-6,0	83,6		384,4		

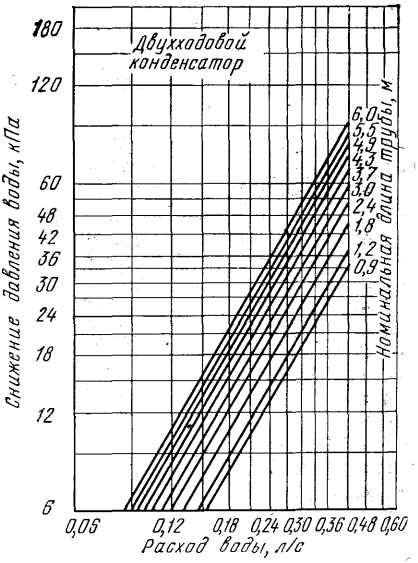
Модель	Площадь поверхности, м²	Номинальная производительность, кВт			
		при температурах воды на входе 25°С, на выходе 35°С и конденсации 39°С		при температурах воды на входе 30°С, на выходе 35°С и конденсации 40°С	
		четырехходовой	двухходовой	четырехходовой	двухходовой
Наружный диаметр 0,35 м, количество труб 120					
14-1,2	20,4	41,8		76,9	
14-1,5	26	72,5		111,5	67,3
14-1,8	31,5	105,3		149,4	98,3
14-2,1	37,1	138,5			130
14-2,4	42,5	173,4	94,4		163,3
14-2,7	48,1	202,2	123,8		197,4
14-3,0	53,7	245,4	155,6		233,7
14-3,4	59,2	283,8	188,1		270,9
14-3,7	64,8	322,5	220,6		312,2
14-4,0	70,3		253,9		
14-4,3	75,8		288,2		
14-4,6	81,7		322,5		
14-4,9	87		356		
14-5,2	92,4		392,2		
14-5,8	98		428,3		
14-5,8	103,6		464,4		
14-6,0	109,1		503,1		
Наружный диаметр 0,4 м, количество труб 164					
16-1,2	28	57,3		105	
16-1,5	35,5	99,3		152,2	92,1
16-1,8	43,1	144		204,1	134,2
16-2,1	50,1	189,4			177,8
16-2,4	58,2	236,8	129		223,2
16-2,7	65,8	283,8	169,2		270,9
16-3,0	73,4	335,4	212,9		319,9
16-3,4	80,2	387	257,2		371,5
16-3,7	88,5	441,2	301,9		425,7
16-4,0	96		348,3		
16-4,3	103,7		394,7		
16-4,6	111,2		441,2		
16-4,9	118,7		487,6		
16-5,2	126,3		536,6		
16-5,5	133,9		585,7		
16-5,8	141,5		634,7		
16-6,0	149		686		

Изменение коэффициента теплопередачи водяного конденсатора в зависимости от расхода воды и количества накипи на трубах



Снижение давления воды в конденсаторе в зависимости от расхода воды и длины трубы





Производительность градирни (в кВт) с естественной циркуляцией воздуха

Температура воды на входе, °С		33,0	34,0	32,7	34,2	33,7	34,7	32,0	35,0	35,5
Температура воды на выходе, °С		29,5	30,5	28,5	30,0	29,5	30,5	26,5	29,5	30,0
Температура по влажному термометру, °С		25,5	26,5	24,0	25,5	25,5	26,5	21,0	24,0	25,5
Модель	Номинальный расход воды, л/с	Расход воды 0,09 л/с на 1кВт производительности		Расход воды 0,072 л/с на 1 кВт производительности				Расход воды 0,054 л/с на 1 кВт производительности		
А 23	0,76	8,5	9,1	9,8	10,9	10,2	10,5	12	13,4	12
А 33	1,27	15,8	15,5	16,9	17,9	16,9	17,6	20	22,5	20,4
А 34	1,52	19	18,6	20	21,4	20	21,1	23,9	27,1	24,3
А 44	2,02	25,3	24,6	26,7	28,8	27,1	28,1	32	35,9	32,4
А 45	2,53	31,6	30,9	33,4	35,9	33,8	35,2	40,1	45	40,4
А 55	3,17	39,4	38,7	41,5	45	42,2	44	49,9	56,3	50,6
А 66	4,56	57	55,6	60,1	64,7	60,5	63,3	72,1	80,9	72,8
СА 33	1,38	17,6	16,9	18,3	19,7	18,6	19,3	22,2	24,6	22,2
СА 34	1,9	23,6	23,2	25	27,1	25,3	26,4	30,2	33,8	30,2
СА 44	2,53	31,6	30,9	33,4	35,9	33,8	35,2	40,1	45	40,4
СА 45	3,17	39,4	38,7	41,5	45	42,2	44	49,9	56,3	50,6
СА 46	3,8	47,5	46,4	49,9	53,8	50,6	52,8	60,1	67,5	60,1
СА 56	4,76	59,4	68	62,6	67,5	63,3	66,1	75,3	84,4	76
СА 58	6,33	79,1	77,4	83,4	89,7	84,4	87,9	100,2	112,5	202
СА 68	7,6	95	91,4	98,5	109	102	105,5	119,8	133,6	119,6
СА 610	9,5	119,6	106	126,6	133,6	126,6	131,9	151,2	168,8	151,2
СА 612	11,4	144,2	140,7	151,2	161,8	151,2	158,3	179,4	200,5	182,9
СА 615	14,3	175,9	172,3	186,4	200,5	189,9	198	225,1	253,2	225,1
СА 616	15,2	189,9	186,4	200,5	214,5	200,5	211	239,2	270,8	242,7
СА 618	17,1	214,5	211	228,6	246,2	228,6	237,4	270,8	306	274,3
СА 620	19	235,6	232,1	249,7	270,1	253,2	263,8	302,5	337,6	302,5
СА 624	22,8	284,9	277,8	298,9	323,6	302,5	316,5	362,3	404,4	365,8
СА 824	25,3	316,5	309,5	334,1	358,7	337,6	351,7	400,9	450,2	404,5
СА 1224	28,5	358,7	351,7	376,3	404,4	379,8	395,7	453,7	506,4	457,2
СА 1230	34,7	436,1	425,6	460,1	492,4	464,2	481,8	552,2	619	555,7
СА 1236	41,1	513,5	502,9	541,6	583,8	548,6	571,5	654,2	731,5	657,7
СА 1242	46,5	594,4	580,3	626	675,3	633,1	659,4	752,6	844,1	759,7
СА 1248	53,8	675,3	657,7	710,4	766,7	717,5	747,4	854,6	956,6	861,7
СА 1254	60,1	749,1	738,6	794,8	854,6	801,9	835,3	953,1	1072,7	963,7
СА 1260	69,6	868,7	844,1	917,9	984,8	925	967,2	1104,3	1231	1106,9
СА 1272	76	949,6	914,4	984,8	1090,2	1019,9	1055,1	1195,8	1336,5	1195,8

Примечания:
1. Производительность градирни указана при скорости ветра 4,8 км/ч (1,34 м/с).
2. Данные в таблице приведены при отношении производительности градирни к холодопроизводительности испарителя, равном 1,25 кВт/кВт.

ПРИЛОЖЕНИЕ 14

Производительность (в кВт) испарительных конденсаторов

Модель	Температура конденсации, °С	Температура воздуха на входе по влажному термометру, °С						
		15	18	21	24	25,5	27	30
E80F	32	9,1	7,7	6,7	5,3	4,2	3,9	2,1
	35	11,3	10,2	8,8	7,4	6,7	6	4,2
	38	13,4	12,3	11,3	9,8	8,8	8,1	6,9
	41	15,8	14,1	13,7	12,3	11,6	10,9	9,1
	44	18,6	17,9	16,9	15,5	14,4	14,1	12,3
	47	22,2	21,1	20	18,6	17,9	17,2	15,8
E135F	32	15,5	13,7	11,6	9,1	7,4	6,3	3,2
	35	19,3	17,6	15,1	13	11,6	10,2	7,4
	38	23,2	21,5	19,3	16,9	15,5	14,4	11,3
	41	27,4	25,7	23,6	21,1	19,7	19	15,8
	44	33,1	31,3	29,2	26,7	25,3	24,3	21,5
	47	38,7	36,9	34,8	32,7	31,3	30,2	27,4
E270F	32	30,9	27,4	23,2	18,3	14,8	12,7	6,3
	35	38,7	35,2	30,2	26	23,2	20,4	14,8
	38	46,4	42,9	38,7	33,8	30,9	28,8	22,5
	41	54,9	51,3	47,1	42,2	39,4	38	31,9
	44	66,1	62,6	58,4	53,5	50,6	48,5	42,9
	47	77,4	73,9	69,6	65,4	62,6	60,5	54,9

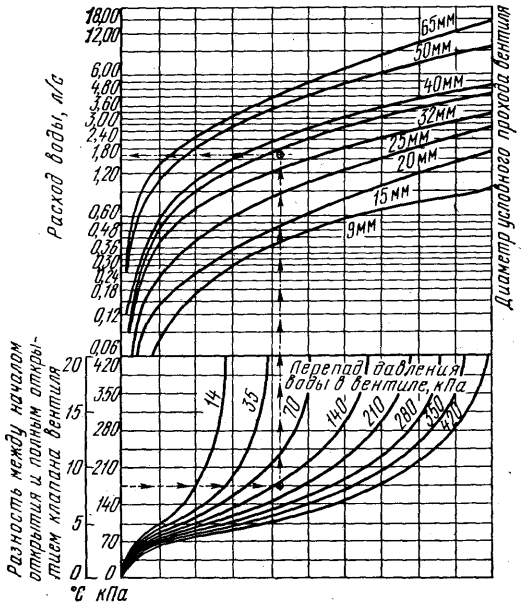
Примечания:

1. Производительность конденсатора указана при температуре кипения хладагента 5°С.
2. При других температурах кипения величину производительности, указанную в таблице, следует умножить на поправочный коэффициент, который приведен ниже.

Температура кипения, °С	10	5	0	—5	—10	—15	—20	—30	—40
Поправочный коэффициент	0,97	1	1,03	1,05	1,09	1,11	1,16	1,20	1,26

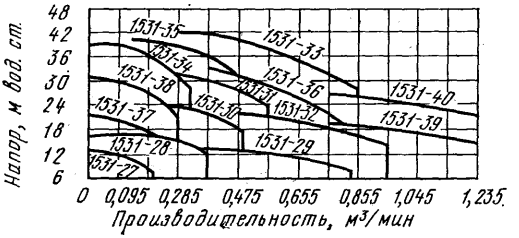
ПРИЛОЖЕНИЕ 15

График для выбора водорегулирующего вентиля



ПРИЛОЖЕНИЕ 16

Изменение производительности центробежных насосов серии 1531 в зависимости от напора



* * *

В книге R. J. Dossat «Principles of Refrigeration», изданной в 1981 г. «John Wiley and Sons, Inc.», рисунки, таблицы и приложения помещены с разрешения следующих фирм и обществ:

«Керриер корпорейшн» — рис. 5-3, 6-13, 9-1, 9-2, 9-3, 9-4, 18-3, 18-38, 19-3, 19-24, 20-11, 20-12, 20-14;

«Текумсе Продактс компани» — рис. 16-12, 18-10;

Американское общество инженеров по отоплению, холодильной технике и кондиционированию воздуха — табл. 9-1, 10-1, 10,3, 11-3, 16-1, 16-7, 19-1, 19-2, 19-3, 19-4, 19-5, рис. 11-29, 18-6, 18-13, 18-14;

«Фриккомпани» — рис. 9-5, 18-5, 18-20, 18-23;

«Доул Рефриджерейтинг компани» — рис. 9-6, 11-4, 11-5, 11-6, 11-9, 11-31;

«Тайлер Рефриджерейшн корпорейшн» — рис. 9-7, 9-8, 9-9, 9-10, 9-11;

«Трантер Манюфекчуринг, инк. Коулд-Хоулд дивижн» — рис. 11-2, 11-7, 11-8;

«Детройт Айс Машин компани» — рис. 11-22, 11-23;

«Донхэм-Буш», инк.» — рис. 11-25, 11-28, 13-16, 14-5, 18-4, 20-1, 20-2;

«Вилтер Манюфекчуринг компани» — рис. 11-30, 11-33, 11-39, 18-1, 19-32, прил. — 3,4;

«Акме индастриз» — рис. 11-34, 11-36, 11-38;

«Уортингтон корпорейшн» — рис. 11-35, 11-40, 11-41, 18-2, 18-7, 18-8, 18-29, 18-32, 18-36, 18-37;

«Американ Эйр Филтер компани, инк. Кеннард дивижн» — рис. 11-37;

«Пенн Контроулз, инк.» — рис. 13-10, 14-17;

«Бон Алюминиум энд Брасс компани» — табл. 14-1, 14-2;

«Крамер Трентон компани» — рис. 14-2, 14-3, 14-4, 14-18, 20-4;

«Тюбулар Эксчейнджер Манюфекчуреpз ассошиэйшн, инк.» — табл. 14-4;

«Халстед энд Митчелл» — рис. 14-10;

«Эдвардс Энджиниринг корпорейшн» рис. 14-11;

«Рефриджерейшн Энджиниринг, инк.» — рис. 14-16, 14-20;

«Йорк корпорейшн» — рис. 17-38, 17-39, 17-40, 17-41, 18-11, 18-19, 18-21, 18-24, 18-25, 18-26, 18-27, 18-28, 18-30, 18-31, 18-33, 18-34, 18-35, 19-2, 19-18, 19-19, 19-20, 19-21, 19-22, 19-23, 20-19, 20-22, табл. 15-2;

«Ингерсол Рэнд компани» — рис. 15-6;

«Белл энд Госсетт компани» — рис. 15-7;

«Е. И. Дюпон де Немюр энд компани, инк.» — табл. 16-2, 16-4, 16-5;

«Мюллер Брасс компани» — рис. 17-1, 19-25, 19-26, 19-28, 19-29, 19-30;

«Контроул компани оф Америка» — рис. 17-3, 17-44;

«Дженерал Контроулз» — рис. 17-7;

«Спорлан Вэлв компани» — рис. 17-9, 17-18, 17-21, 17-35, 17-42, 17-43, 17-46;

«Алко Вэлв компани» — рис. 17-10, 17-13, 17-16, 17-17, 17-19, 17-20, 17-22, 17-23, 17-24, 17-25, 17-26, 17-32, 17-33, 17-34, 17-36, 17-37, 17-45;

«Американ Радиэтор энд Стандард Санитари корпорейшн. Детройт Контроулз дивижн» — рис. 17-11, 17-12;

«Фризинг Экуипмент Сейлз, инк.» — рис. 18-18;

«Американ Брасс компани» — рис. 19-1;

«Рикоул корпорейшн» — рис. 20-9.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Абсорбер 466
Агрегат компрессорно-конденсаторный 88
Аммиак 341
Антифризы 219
Аппарат скороморозильный 135
  напольный 135
  плиточный 136
  подвесной 135
  туннельный 136

Бак-охладитель 210
Бактерии в молоке 129
  в продуктах 128
Баланс системы 242
Барометр 11

Вал компрессора коленчатый 389
Вентиль водорегулирующий 286
  автоматический регулирующий 346
  компрессора 446
  ресивера 445
  ручной запорный 446
  терморегулирующий 349
    многоходовой 358
    с внешним уравниванием 351
    с газовым заполнением 355
    с ограничением давления 353
    с перекрестным заполнением 357
    электрический 365
  электромагнитный 375
Вещество 17
Витрина торговая холодильная 141
Возбудители порчи продуктов 126
Возврат масла в картер 339
Воздух кондиционирование 124
  состав 58
  стандартный 69
  сухой 58
Воздухообмен в охлаждаемом пространстве 152
Воздухоохладитель 205
  агрегатированный 207
Влага в холодильной системе 336
Влажность абсолютная 60
  в холодильной камере 133
  относительная 61
  удельная 61
Вода испарение 49

Выбор компрессора 239
Вязкость масла 338, 392

Генератор 466
Гликоль 219
Градирня 279
  с естественной циркуляцией воздуха 282
  с нагнетательным вентилятором 281
  со всасывающим вентилятором 281

Давление абсолютное 13
  атмосферное 11
  в испарителе 84
  измерение 12
  конденсации 92
  критическое 52
  манометрическое 13
  масла 483
  статическое 295
Двигатель асинхронный 473
  встроенный 480
  однофазный 477
  синхронный 473
  с конденсаторным пуском 478
  с конденсаторным пуском и работой 479
  с короткозамкнутым ротором 476
  с расщепленной фазой 478
  с фазным ротором 476
  трехфазный 473
  с экранированными полюсами 480
Диаграмма индикаторная 235
  объем-давление 38, 222
  психометрическая 69
  энтальпия-давление 96
  энтропия-температура 54
  цикла 99, 111, 116, 119, 120, 123
Длина эквивалентная 300
Дрожжи в продуктах 123
Дросселирование 100, 227

Жидкость 19
  насыщенная 26, 46
  переохлажденная 46, 116

Закон Бойля-Мариотта 30
  Галилея 297
  Гей-Люссака 29

Дальтона 58, 470
парциального давления 58
сохранения энергии 16
Шарля 32
Замораживание продуктов быстрое 138
в интенсивном потоке воздуха 135
контактное 136
медленное 138
погружением 137
Защита двигателя от перегрузки 386
Золотник винтового компрессора 400

Изоляция тепловая 148
Инфильтрация 152
Испаритель **гладкотрубный** 185
двухтрубный 208
затопленный 213
змеевиковый 185
кожухозмеевиковый 210
кожухотрубный 211
многосекционный 197
оросительный 209
плиточный 185
регулирование производительности 258
ребристый 188
с естественной конвекцией воздуха 202
сухой 212
с принудительной конвекцией воздуха 205
форсуночный 215

Камера холодильная торговая 140
циркуляция воздуха 133
хранения 132
Клапан всасывающий 393
кольцевой 385
ленточный 387
масляный обратный 396
мембранный 387
нагнетательный 383
полосовой 386
предохранительный 445
протечка пара 228
пятачковый 386
шпиндельный 385
Колесо рабочее центробежного компрессора 402
Кольцо поршневое 383
компрессионное 383
маслосъемное 383
Компрессор бессальниковый 88
винтовой 400
герметичный 88
двойного действия 381
изменение производительности 229
поршневой 380
простого действия 380
ротационный 397
сальниковый 282
смазка 393
центробежный 402
Конвекция 21
Конденсатор водяной 275
воздушный 268
двухтрубный 275
испарительный 284
кожухозмеевиковый 275
кожухотрубный 277
с естественной конвекцией воздуха 268
обслуживание 293
очистка 293
с принудительным движением воздуха 268
регулирование производительности 228
Консервирование 130
Коэффициент байпасирования змеевика 73
подачи 225
полезного действия компрессора индикаторный 235
компрессора механический 236
цикла 104
расширения 28
теплопередачи 146
теплоотдачи 148
теплопередачи испарителя 189
холодильный 104

Лед сухой 51
Линия байпасная водяного конденсатора 283
спуска масла 442
внешнего уравнивания ТРВ 364

Манометр 12
пружинный 13
ртутный 12
Масло возврат 442, 461
вязкость 392
диэлектрическая прочность 392
застывание 391
образование осадка 337
пенообразование 394
помутнение 391
химическая стойкость 391
Маслоотделитель 440
Машина абсорбционная 466
каскадная 459
низкотемпературная 455
парокомпрессионная 97
с центробежным компрессором 413
Микроорганизмы в продуктах 127
Момент пусковой 476
Мощность индикаторная 235
потребляемая 232

Нагрев цилиндра 227
Нагреватель картера компрессора 396
Нагрузка от воздухообмена тепловая 143
конденсатора 264
от двигателя тепловая 177
от освещения тепловая 171
от пребывания людей тепловая 177
от продуктов тепловая 144
от солнечной радиации 150
тепловая 80, 143
Накипь в конденсаторе 274
Напор насоса 302

общий 303
скоростной 297
статический 297
центробежного компрессора 402
Насос центробежный 301
потребляемая мощность 306

Оборудование холодильное бытовое 124
промышленное 124
торговое 139
транспортное 124
Объем мертвый 225
удельный 9
цилиндра рабочий 223
Опоры трубопроводов 415
Осушение воздуха 75
Осушитель хладагента 444
Оттаивание горячим паром хладагента 451
испарителя 448
многоиспарительных систем 452
орошением водой 449
орошением рассолом 451
периодичность 448
реверсивным циклом 452
электрообогревом 451
Охлаждение 79
в бытовых условиях 124
льдом 81
на борту судна 124
продуктов 133
промежуточным хладоносителем 216
промышленное 124
рассольное 218

Примеры расчетов
абсолютной влажности воздуха 61
агрегата 242, 263
воздушного конденсатора 271
водорегулирующего вентиля 287
водяного конденсатора 278
водяного трубопровода 310
давления 11, 12, 14, 31, 40, 43, 44, 56, 57, 60
испарителей 204, 205, 206, 207
испарительного конденсатора 285
кинетической энергии 36, 37
коэффициента байпасирования змеевика 74, 78
коэффициента теплопередачи 148
массового расхода хладагента 224, 229
мощности 15
мощности, потребляемой компрессором 233, 234
нагрузки градирни 280, 283
нагрузки конденсатора 264, 265, 266
объемной производительности компрессора 225
относительной влажности воздуха 61
потенциальной энергии 16
работы 15, 37, 40, 41, 44
расхода воды, охлаждающей конденсатор 66
скрытой теплоты воздуха 65, 66, 71
скрытой теплоты плавления 25, 26
степени насыщения воздуха 66
средней эффективной разности температур 216
степени сжатия 226
сухой теплоты воздуха 64, 71
температуры 30, 32, 43, 44, 60, 71, 72, 73, 75, 78
теплового потока 146
тепловой нагрузки 179, 180, 181, 182, 183
тепловой нагрузки на испаритель 216
теплоты 24, 37, 38, 40, 44, 73, 75, 78
теплопритока через ограждения камеры 152
тепловой нагрузки от воздухообмена 152, 154
тепловой нагрузки от продукта 154, 155, 165
удельной влажности воздуха 62, 71, 72
удельной холодопроизводительности хладагента 94, 95
холодопроизводительности компрессора 224, 225, 229, 230, 241
холодопроизводительности машины 95, 180
центробежного насоса 305
энергии 27
энтальпии 56, 57, 71
энтропии 56, 57

Пар водяной в воздухе 60
в мертвом пространстве 225
насыщенный 26, 46
нагнетаемый пульсация 416
перегретый 46
Парообразование 49
при кипении 49
при сублимации 51
Переохладитель 117
Пластина ротационного компрессора 398
Плесень на продуктах 129
Поглощение запаха продуктами 133
Поле вращающееся магнитное 474
Помпаж в центробежном компрессоре 410
Порча пищевых продуктов 126
Поршень компрессора 383
автомобильный 383
тропиковый 383
Поток среды 295
Продукты пищевые сушка 125
замораживание 134
консервирование 125
охлаждение 133
порча 126
упаковка 138
хранение 125, 130, 132
Прилавок-витрина 140
Приток воздуха в охлаждаемое пространство 143
Пробка плавкая предохранительная 445

Производительность водорегулирующего вентиля 287
воздушного конденсатора 270
водяного конденсатора 278
градирни 282
испарительного конденсатора 285
испарителя 189
компрессора 95, 224, 410
регулирующего вентиля 365
установки 94
центробежного насоса 302
Пропиленгликоль 219
Пространство мертвое 225
Процесс адиабатный 41
дросселирования 100, 227
кипения 101
конденсации 102
необратимый 45
политропный 42
при постоянной температуре 39
при постоянном давлении 36
психрометрический 71
сжатия 91, 101
с постоянным объемом 35
термодинамический 45
Прочность масла диэлектрическая 392
Психрометр 63
Пускатель магнитный 484

Работа механическая 14
сжатия 91, 102
ТРВ 349
Радиация солнечная 150
Растворимость хладагента в масле 338, 393
Разность психрометрическая 63
температур в испарителе 200
температур средняя логарифмическая 191
Распределитель хладагента 358
Рассолы 218
Раствор водный хлористого натрия 219
бромистого лития 469
водоаммиачный 468
незамерзающий 219
эвтектический 218
Расход массовый 9
хладагента 95
объемный 9
хладагента 95
Расширение и сжатие газов адиабатное 41, 100
политропное 42
при постоянном давлении 29
твердого тела и жидкости 28
Расчет скрытой теплоты парообразования 27
тепловой нагрузки 143, 179
Ребра внутренние 188
Регулятор давления 378
высокого давления поплавковый 370
низкого давления поплавковый 369
производительности конденсатора 288
производительности испарителя 258
производительности компрессора 259, 400, 412
Реле времени оттаивания 449
давления 253
двублочное 255
защиты от перегрузки по току 486
контроля смазки 486
напряжения 482
токовое 482
низкого давления 254
пусковое 480
уровня поплавковое 372
цикличной работы 249
Ротор короткозамкнутый 276
скольжение 474
фазовый 476
Рубашка компрессора водяная 237, 383

Сальник вала компрессора 389
Сжатие адиабатное 41, 91, 102
двухступенчатое 456
изотермическое 30, 40
изоэнтропное 102, 236
политропное 42
Система термодинамическая открытая 44
замкнутая 44
холодильная удаление влаги 336, 444
Скорость движения 9
воды в конденсаторе 274
воздуха в охлаждаемом пространстве 132
в конденсаторе 270
поршня 388
воды в трубопроводе 298
хладагента в испарителе 190
в трубопроводах 417
Смазка способы 393
Смесь азеотропная 344
воздуха 72
парожидкостная 50
Соединения паяные 414
трубные 414
Сосуд промежуточный 456
кожухозмеевиковый 458
непосредственного охлаждения 456
Степень насыщения 62
сжатия 226
Сосуд расширительный 459
Стойкость масла химическая 391
Ступень высокого давления 456
низкого давления 399, 456
Сублимация 51

Таблицы параметров хладагентов 311, 314, 326, 330, 333
Тара для продуктов 171
Температура в холодильной камере 132
застывания масла 391
кипения 83
конденсации 91
критическая 52
нагнетания 91
насыщения 26, 46

плавления 25
по влажному термометру 62
по Кельвину 20
помутнения масла 391
по сухому термометру 62
по Цельсию 19
точки росы 58
хранения 132
эвтектическая 218
Теплообменник регенеративный 118
Теплопередача излучением 22
конвективная 21
теплопроводностью 20
Теплоприток через ограждения 151
Теплопроводность 20
Теплоемкость удельная 23
Теплота дыхания 170
парообразования скрытая 26
плавления скрытая 25
сжатия 91, 102
скрытая 24
сухая 24
Термометры 19
Термореле 249
испарителя 253
камерное 253
Течеискатели галоидные 340
Трубка капиллярная 366
Трубопроводы аммиачные 442
вибрация 415
водяные снижение давления 306
всасывающие 417
жидкостные 436
нагнетательные 434
расположение 415
соединение 414
хладагента снижение давления 419

Уплотнение лабиринтное 407
Уравнение Клапейрона 82
состояния идеального газа 32
энергии общее 33
Уравнивание внешнее 351, 364
давления масла в картере 443, 461
Ускорение 10
силы тяжести 10
Установка многотемпературная 462
низкотемпературная 465
Устройство для разгрузки цилиндров 260
для цикличной работы компрессора 249

Фаза вещества 18
жидкая 19
паровая 19
твердая 18
Ферменты 126
Фильтры хладагента 445

Хладагент 80, 82
безопасность 308
взрывоопасность 313
воспламеняемость 313
расширение при дросселировании 100
способ подачи 198
термодинамические свойства 313
токсичность 312
углеводородный 345
утечка 340
фторированный 329
Хладоносители 217
Ход компрессора влажный 237
поршня 389
Холод применение 123
Холодопроизводительность удельная 92
действительная 224
теоретическая 224
Хранение низкотемпературное 139
продуктов холодильное 130
смешанное 132

Цикл насыщения 99
реверсивный 152
с перегревом пара 110
с переохлаждением жидкости 116
сжатия 222
Цилиндры компрессора 382
Циркуляция воздуха через конденсатор 270
через испаритель 192

Частота вращения вала компрессора 237
двигателя 474

Шатуны компрессора 389
Шкаф торговый холодильный 139
Шум в трубопроводах 415

Элемент термочувствительный 249
Энергия 15
внутренняя 18
кинетическая 15
молекул 18
потенциальная 15
сохранение 16
тепловая 17
Энтальпия 53
воздуха 64
Энтропия 53
Этиленгликоль 219

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие к русскому изданию . 5
Предисловие 8

Глава 1. **Общие понятия** . . . 9

Масса и плотность вещества . . . 9
Массовый и объемный расход . . . 9
Скорость движения 9
Ускорение 10
Сила 10
Давление 11
Атмосферное давление . . . 11
Абсолютное и манометрическое давление 13
Работа 14
Мощность 15
Энергия 15
Кинетическая энергия . . . 15
Потенциальная энергия . . . 15
Суммарная внешняя энергия . 16
Закон сохранения энергии . . 16
Задачи 16

Глава 2. **Вещество, внутренняя энергия, теплота, температура** . . 17

Теплота 17
Молекулярное строение вещества . 17
Внутренняя энергия тела 18
Состояния вещества 18
Влияние теплоты на фазовое состояние вещества 18
Твердая фаза 18
Жидкая фаза 19
Паровая, или газовая, фаза . . 19
Температура 19
Направление и интенсивность теплопередачи 20
Способы теплопередачи 20
Теплопроводность 20
Конвекция 21
Излучение 22
Измерение энергии в форме теплоты . 23
Удельная теплоемкость 23
Расчет количества теплоты 24
Сухая и скрытая теплота 24
Сухая теплота твердого вещества 24
Скрытая теплота плавления . . 25
Теплота жидкости 26
Скрытая теплота парообразования 26
Теплота перегретого пара . . 27
Внешняя работа 27
Задачи 28

Глава 3. **Идеальный газ** . . . 28

Влияние теплоты на объем 28
Расширение твердых веществ и жидкостей 28
Зависимости давления и объема газа от температуры 29
Процесс с постоянным давлением . 29
Зависимость давления от объема при постоянной температуре 30
Зависимость давления от температуры при постоянном объеме 31
Уравнение состояния идеального газа 32
Внешняя работа 33
Общее уравнение энергии 33
Внешняя работа, совершаемая твердым или жидким веществом 34
Процессы с идеальными газами . . 34
Процесс с постоянным объемом . 35
Процесс при постоянном давлении 36
Удельная теплоемкость газа . . . 36
Изменение внутренней кинетической энергии 36
Теплота, переданная в процессе при постоянном объеме 37
Внешняя работа в процессе при постоянном давлении 37
Теплота, переданная в процессе при постоянном давлении 37
Диаграмма объем — давление . . . 38
Процесс при постоянной температуре . . 39
Работа в изотермическом процессе 40
Теплота, переданная в изотермическом процессе 40
Адиабатный процесс 41
Сравнение изотермического и адиабатного процессов 41
Политропный процесс 42
Зависимость давления и объема газа

от температуры в адиабатном процессе 43
Показатель политропного расширения и сжатия газа 43
Термодинамическая система . . . 44
Термодинамические процессы . . . 45
Задачи 45

Глава 4. **Насыщенный и перегретый пар** 46

Температура насыщения 46
Перегретый пар 47
Переохлажденная жидкость . . . 47
Влияние давления на температуру насыщения 47
Парообразование 49
Испарение 49
Интенсивность парообразования 49
Охлаждение при испарении . . 50
Парожидкостные смеси в закрытых сосудах 50
Сублимация 51
Конденсация 52
Конденсация насыщенного пара при отводе теплоты 52
Конденсация пара при повышении давления 52
Критическая температура . . . 52
Критическое давление . . . 52
Важные параметры газов и пара . . 52
Энтальпия 53
Энтропия 53
Таблицы пара 55
Параметры насыщенных сред . 55
Таблицы перегретого пара . . 56
Параметры парожидкостных смесей 57
Задачи 57

Глава 5. **Психрометрические свойства воздуха** 58

Состав воздуха 58
Закон парциального давления . . . 58
Температура точки росы 58
Содержание водяного пара в воздухе . 60
Абсолютная влажность 60
Относительная влажность . . 61
Удельная влажность 61
Степень насыщения 62
Температура по сухому и влажному термометрам 62
Энтальпия воздуха 64
Сухая теплота воздуха . . . 64
Скрытая теплота воздуха . . 65
Общее количество теплоты воздуха 67
Температура по влажному термометру как показатель энтальпии 68
Стандартные параметры воздуха . . 69
Психрометрические диаграммы . . 69
Психрометрические процессы . 71
Воздушные смеси 72
Сухой нагрев 73
Коэффициент байпасирования змеевика 73
Процессы сухого охлаждения . 74
Охлаждение и осушение . . . 75
Доля сухой теплоты, отведенной от змеевика 76
Практические процессы охлаждения и осушения 76
Задачи 78

Глава 6. **Охлаждение и паровая компрессионная холодильная установка** 79

Охлаждение 79
Потребность в теплоизоляции . 80
Тепловая нагрузка 80
Хладагенты 80
Охлаждение льдом 81
Жидкие хладагенты 82
Кипение хладагента . . . 83
Регулирование температуры кипения 83
Поддержание постоянного количества жидкости в испарителе 84
Рециркуляция хладагента . 86
Типичная паровая компрессионная установка 87
Две части системы 87
Компрессорно-конденсаторные агрегаты 88
Определение цикла 88
Стандартный цикл паровой компрессионной холодильной машины . . 90
Процесс сжатия 91
Теплота сжатия 91
Температура конденсации . 91
Давление конденсации . . 92
Удельная холодопроизводительность 92
Холодопроизводительность установки 94
Массовый расход хладагента . 95
Объемный расход пара . . . 95
Производительность компрессора 95
Задачи 96

Глава 7. **Диаграмма цикла и простой цикл паровой компрессионной машины** 96

Диаграмма цикла 96
Диаграмма энтальпия — давление 96
Простой цикл паровой компрессионной холодильной машины . 99
Процесс дросселирования . 100
Процесс кипения хладагента 101
Процесс сжатия 101
Процесс конденсации . . 102
Теоретическая мощность . 104
Холодильный коэффициент . 104
Влияние температуры кипения на КПД цикла . . . 104
Влияние температуры конденсации на КПД цикла 107

Выводы 109
Задачи 109
Глава 8. **Действительные холодильные циклы** 110
Отличие действительного холодильного цикла от цикла со всасыванием насыщенного пара 110
Влияние перегрева всасываемого пара 110
Перегрев пара без полезного охлаждения 112
Перегрев пара, при котором происходит полезное охлаждение . 113
Перегрев пара во всасывающем трубопроводе вне охлаждаемого объема 114
Перегрев пара в охлаждаемом объеме 115
Влияние переохлаждения жидкости 116
Регенеративные теплообменники 118
Влияние снижения давления из-за трения хладагента . . . 120
Глава 9. **Обзор применения холода и холодильного оборудования** . . . 123
История и масштабы применения холода 123
Классификация холодильного оборудования 124
Бытовое холодильное оборудование 124
Торговое холодильное оборудование 124
Промышленное холодильное оборудование 124
Морское и транспортное холодильное оборудование . . . 124
Кондиционирование воздуха . . . 124
Хранение пищевых продуктов . . . 125
Ухудшение качества и порча продуктов 126
Ферменты 126
Микроорганизмы 127
Бактерии 128
Дрожжи 129
Микроскопические грибы (плесени) 129
Контроль возбудителей порчи . 130
Холодильное хранение продуктов . 130
Классификация холодильного хранения 131
Условия хранения 131
Температура хранения . . . 132
Влажность и циркуляция воздуха 132
Смешанное хранение 132
Состояние продукта при закладке на хранение 133
Охлаждение продуктов 133
Относительная влажность и скорость циркуляции воздуха в остывочных камерах . . 133
Комбинированное охлаждение и хранение 134
Замораживание 134
Способы замораживания . . 135
Замораживание в интенсивном потоке воздуха 135
Контактное замораживание упакованных продуктов 136
Замораживание погружением . 137
Быстрое и медленное замораживание 138
Упаковочные материалы 138
Низкотемпературное хранение . . 139
Торговое холодильное оборудование . 139
Холодильные шкафы 139
Малые холодильные камеры . 140
Охлаждаемые прилавки и витрины 140
Оборудование специального назначения 141
Выводы 141

Глава 10. **Расчет тепловой нагрузки** 141
Тепловая нагрузка 141

Продолжительность работы оборудования 142
Расчет тепловой нагрузки . . . 143
Теплоприток через стены . . 143
Тепловая нагрузка от воздухообмена 143
Тепловая нагрузка от продуктов 144
Различные тепловые нагрузки . 145
Факторы, определяющие теплоприток через стены . . 146
Определение коэффициента теплопередачи 146
Разность температур по обе стороны стены холодильной камеры 149
Разность температур по обе стороны потолка и пола . 150
Влияние солнечной радиации 150
Расчет теплопритока через ограждения 151
Расчет тепловой нагрузки от воздухообмена 152
Расчет тепловой нагрузки от продуктов 154
Коэффициент скорости охлаждения 155
Замораживание и хранение продуктов 155
Теплота дыхания фруктов и овощей 170
Тара и упаковочные материалы 171
Расчет тепловой нагрузки, связанной с эксплуатацией камеры 171
Надежность расчета . . . 178
Краткий способ расчета тепловой нагрузки 179

Примеры расчетов 179
Задачи 184

Глава 11. **Испарители** . . . 184

Типы испарителей 184
Гладкотрубные испарители . . 185
Плиточные испарители 185
Ребристые испарители . . . 188
Производительность испарителя . . 189
Коэффициент теплопередачи . 189
Средняя логарифмическая разность температур 191
Влияние количества циркулирующего воздуха на производительность испарителя 192
Площадь поверхности испарителя 195
Схемы испарителей 196
Способы подачи хладагента . . . 198
Разность температур в испарителе . 200
Влияние циркуляции воздуха на состояние продукта 201
Испарители с естественной конвекцией 202
Испарители с принудительной конвекцией 205
Охладители жидкости 208
Двухтрубные испарители 208
Оросительные испарители 209
Баки-охладители 210
Кожухозмеевиковые испарители . . 210
Кожухотрубные испарители . . . 211
Сухие испарители 212
Затопленные испарители 213
Форсуночные испарители . . . 215
Выбор испарителя 215
Системы с непосредственным охлаждением и с охлаждением промежуточным хладоносителем 216
Хладоносители 217
Рассолы 218
Антифризы 219
Рассольные оросительные аппараты 220
Задачи 221

Глава 12. **Работа поршневых компрессоров** 221

Типы холодильных компрессоров . . 221
Цикл сжатия 222
Рабочий объем цилиндра 223
Теоретическая холодопроизводительность 224
Действительная холодопроизводительность 224
Коэффициент подачи компрессора 225
Влияние мертвого объема на коэффициент подачи 225
Влияние давлений всасывания и нагнетания на коэффициент подачи 226
Степень сжатия 226
Дросселирование пара хладагента 227
Влияние нагрева пара хладагента в цилиндре на коэффициент подачи 227
Влияние перетечки пара хладагента в поршнях и клапанах на производительность компрессора 228
Определение коэффициента подачи 228
Изменение производительности компрессора в зависимости от температуры кипения хладагента 229
Влияние температуры конденсации на производительность компрессора . . 230
Мощность для привода компрессора . 232
Изменение мощности, потребляемой компрессором, в зависимости от температуры кипения . . . 232
Влияние температуры конденсации на мощность, потребляемую компрессором 234
Действительная потребляемая мощность 234
Индикаторная мощность . . 235
Изотермическое и изоэнтропное сжатие 236
Влияние мертвого объема на потребляемую мощность . . 237
Частота вращения вала компрессора . 237
Механический КПД 238
Влияние перегрева всасываемого пара на производительность компрессора . 238
Влияние переохлаждения жидкости на производительность компрессора . . 238
Определение номинальной производительности и выбор компрессора . . 239
Определение номинальной производительности и выбор компрессорно-конденсаторного агрегата 240
Примеры расчетов 240
Задачи 241

Глава 13. **Регулирование равновесия и цикличной работы системы** . 242

Баланс системы 242
Графический анализ равновесия системы 243
Изменение производительности испарителя 246
Регулирование производительности компрессорно-конденсаторного агрегата . 246
Производительность холодильной установки и расчетная нагрузка . . . 248
Реле для управления компрессором . 249
Термореле 249
Термочувствительные элементы 249
Регулирование дифференциала 250
Настройка диапазона . . 251
Камерное термореле и термореле испарителя 253
Реле давления 253
Реле высокого давления . 254

Реле низкого давления . 254
Двублочное реле низкого и высокого давлений . . . 255
Поддержание низкого давления в картере компрессора 256
Изменение производительности установки 257
Регулирование производительности испарителя 258
Регулирование производительности компрессора 259
Регулирование производительности нескольких холодильных установок . 262
Задачи 263

Глава 14. **Конденсаторы и градирни** 263
Конденсаторы 263
Нагрузка конденсатора . . . 264
Производительность конденсатора 265
Расход и разность температур охлаждающей среды в конденсаторе 265
Воздушные конденсаторы . . 268
Расход и скорость движения воздуха 270
Определение номинальной производительности и выбор воздушного конденсатора . . . 270
Системы водоснабжения конденсаторов 272
Интенсивность образования накипи 274
Водяные конденсаторы . . . 275
Определение номинальной производительности и выбор водяных конденсаторов 278
Упрощенный расчет номинальной производительности . . . 279
Градирни 279
Конструкции градирен . . . 281
Определение номинальной производительности и выбор градирни 282
Байпасная линия конденсатора 283
Испарительные конденсаторы . . . 284
Определение номинальной производительности и выбор испарительных конденсаторов . . 285
Водорегулирующие вентили . . . 286
Регулирование производительности конденсатора 288
Работа конденсатора в зимнее время . 291
Охладители с замкнутым циклом . 292
Обслуживание конденсатора и градирни 293
Задачи 294

Глава 15. **Поток жидкости, центробежные насосы, трубопроводы для воды**
Поток жидкости 295
Давление жидкости 295
Зависимость напора от давления 296
Статический и скоростной напоры 297
Зависимость давления от энергии 297
Зависимость статического напора от скоростного напора . . 298
Потери напора на трение . . 299
Центробежные насосы 301
Общий напор насоса 303
Определение общего напора насоса 305
Потребляемая мощность . . 306
Конструкции трубопроводов для воды 306
Задачи 307

Глава 16. **Хладагенты** 308
Идеальный хладагент 308
Безопасность 308
Токсичность 312
Воспламеняемость и взрывоопасность 313
Экономичная эксплуатация и другие вопросы 313
Устаревшие хладагенты 329
Фторированные хладагенты . . . 329
Влияние влаги на хладагенты . . . 336
Взаимодействие хладагента и масла . 337
Растворимость хладагента в масле . 338
Обнаружение утечки хладагента . 340
Аммиак 341
Хладагент R11 341
Хладагент R12 342
Хладагент R13 342
Хладагент R22 342
Хладагент R113 343
Хладагент R114 343
Хладагент R500 344
Хладагент R502 344
Хладагент R503 344
Углеводородные хладагенты . . . 345
Вещества для осушки хладагента . 345

Глава 17. **Регуляторы потока хладагента для питания испарителей** . 345
Типы регуляторов и их назначение . 345
Ручной регулирующий вентиль 346
Автоматические регулирующие вентили «После себя» . . . 346
Терморегулирующие вентили (ТРВ). 349
ТРВ с внешним уравниванием 351
ТРВ с ограничением давления 353
ТРВ с газовым заполнением 355
ТРВ с перекрестным заполнением 357
Многоходовые ТРВ и распределители хладагента . . . 358
Расположение ТРВ . . . 360
Расположение дистанционного термобаллона 361
Расположение линии внешнего уравнивания 363

Термоэлектрический регулирующий вентиль (ТЭРВ) 364
Определение номинальной производительности и выбор регулирующего вентиля 365
Капиллярные трубки . . . 366
Регулирование подачи хладагента в затопленный испаритель . 369
Поплавковый регулятор низкого давления 369
Поплавковый регулятор высокого давления 370
Поплавковое реле уровня . 372
Регулирование уровня жидкости с помощью ТРВ . 373
Регулирующие вентили с управляющим устройством 373
Электромагнитные вентили . 375
Регуляторы на всасывающем трубопроводе 378

Глава 18. **Конструкции компрессоров и их смазка** 380

Типы компрессоров 380
Поршневые компрессоры . . 380
Цилиндры 382
Поршни 383
Всасывающие и нагнетательные клапаны 383
Частота вращения коленчатого вала и скорость движения поршня 388
Диаметр цилиндра и ход поршня 389
Коленчатые валы, шатуны и подшипники 389
Сальник коленчатого вала . 389
Смазочные масла, применяемые в компрессоре 391
Химическая стойкость . . . 391
Температуры застывания и помутнения 391
Диэлектрическая прочность . 392
Вязкость 392
Способы смазки 393
Жидкий хладагент в картере компрессора 394
Ротационные компрессоры 397
Винтовые компрессоры 400
Центробежные компрессоры 402
Конструкция и смазка центробежного компрессора 407
Производительность центробежного компрессора 410
Регулирование производительности 412
Холодильные машины с центробежным компрессором . . . 413

Глава 19. **Трубопроводы, арматура, сосуды для хладагента** 414

Материалы трубопроводов 414
Трубные соединения 414
Расположение трубопроводов . . . 415
Вибрация и шум 415
Общие характеристики конструкции . 416
Размер всасывающего трубопровода . 417
Двухтрубные всасывающие линии . 431
Конструкция всасывающего трубопровода 432
Нагнетательный трубопровод . . . 434
Жидкостный трубопровод 436
Трубопровод, соединяющий конденсатор с ресивером 438
Маслоотделители 440
Аммиачные трубопроводы 442
Возврат масла из испарителей затопленного типа 442
Присоединение трубопроводов к картерам компрессоров 443
Указатели потока жидкости . . . 443
Осушители хладагента 444
Фильтры 445
Предохранительные клапаны . . . 445
Вентиль ресивера 445
Вентили компрессора 446
Ручные вентили 446
Задачи 447

Глава 20. **Оттаивание испарителей. Низкотемпературные, многотемпературные и абсорбционные холодильные установки** 448

Оттаивание испарителей 448
Периодичность оттаивания . . 448
Способы оттаивания 448
Оттаивание испарителя орошением водой 449
Оттаивание испарителя электрообогревом 451
Оттаивание испарителя горячим паром хладагента . . 451
Низкотемпературные машины . . . 455
Многоступенчатые машины . . 455
Промежуточные сосуды . . . 456
Каскадные машины 459
Возврат масла в низкотемпературных машинах . . . 461
Разгрузка для пуска компрессоров при снижении температуры кипения и регулирование производительности . . 462
Многотемпературные установки . . 462
Многотемпературные установки с регулированием давления кипения хладагента при помощи электромагнитных вентилей . . . 464
Низкотемпературные установки с несколькими разнотемпературными испарителями 465
Абсорбционные холодильные машины 466
Рабочие вещества абсорбционных машин 468
Машины, работающие на водоаммиачном растворе 468

Машины, работающие на водном растворе бромистого лития . 469
Бытовые абсорбционные машины 470
Сравнение абсорбционных и парокомпрессионных машин . . 471
Глава 21. Электродвигатели и реле 472
Электродвигатели 472
Трехфазные асинхронные двигатели 473
Двигатели с короткозамкнутым ротором 476
Двигатели с фазным ротором 476
Синхронные двигатели . . . 477
Однофазные двигатели . . . 477
Двигатели с расщепленной фазой 478
Двигатели с конденсаторным пуском 478
Двигатели с конденсаторным пуском и работой 479
Двигатели с постоянно расщепленной фазой 479
Двигатели с экранированными полюсами 480
Двигатели герметичных компрессоров 480
Пусковые реле 480
Реле времени 481
Токовое реле 482
Реле напряжения 482
Защита двигателей герметичных компрессоров от тепловой перегрузки . . . 483
Приборы для защиты и управления двигателей 484
Пускатели для пуска двигателя при пониженном напряжении 485
Защита двигателя от перегрузки по току 486
Реле контроля смазки 486
Блокировка реле 488
Приложения 490
Предметный указатель 508

Рой Дж. Доссат

ОСНОВЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Редактор С. И. Яковлева. Художник Ю. П. Тропаков. Художественный редактор Е. К. Селикова. Технический редактор Н. В. Черенкова. Корректоры А. И. Гурычева и Г. А. Лашкина.

ИБ № 405

Сдано в набор 14.04.83. Подписано в печать 15.08.83. Формат 70×90/16. Бумага кн. журн. Литературная гарнитура. Высокая печать. Объем 32,5 п. л. Усл. п. л. 38,03. Усл. л. кр.-отт. 38,03. Уч.-изд. л. 47,61. Тираж 13 500 экз. Заказ № 331. Цена 3 р. 50 к.

Издательство «Легкая и пищевая промышленность»,
113035, Москва, М-35, 1-й Кадашевский пер., 12.

Ярославский полиграфкомбинат Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 150014, Ярославль, ул. Свободы, 97.