ББК 31.392
Ч-90
УДК 621.56/57(075)

Чумак И. Г. и др.

Ч-90 Холодильные установки / Чумак И. Г., Чепурненко В. П., Чуклин С. Г. 2-е изд. перераб. и доп. — М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1981. — 344 с.

В пер.: 1 р.

Описаны холодильные установки, применяемые в различных отраслях народного хозяйства. Рассмотрены производственные, распределительные и транспортные холодильники, камеры хранения охлажденных и замороженных продуктов.

Второе издание дополнено материалами о процессах тепло- и влагообмена, аэро- и гидродинамики, протекающих в охлаждающих системах.

Книга предназначена в качестве учебника для студентов вузов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки».

Ч $\frac{30316-054}{044(01)-81}$ 54—81 (П. П.) 2303050000 31.392
6П2.28

Рецензент: кафедра торгового и холодильного оборудования МИНХ им. Г. В. Плеханова (канд. техн. наук В. П. Харитонов)

© Издательство «Легкая и пищевая промышленность», 1981 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

В курсе «Холодильные установки» изучаются разделы холодильной техники, относящиеся к производству искусственного холода и его применению в различных областях промышленности для выполнения технологических процессов при умеренно низких температурах. В задачу курса входит также ознакомление с основными положениями рационального проектирования холодильных установок и эксплуатации холодильного оборудования предприятий.

Холодильная установка — это комплекс, включающий в себя генератор холода, охлаждающую систему и вспомогательные устройства, предназначенный для получения и использования искусственного холода в технологических процессах в пищевой, химической, металлургической, горной, нефтяной, газовой и медицинской промышленности. Холодильные установки широко применяют и в строительстве, комфортном и технологическом кондиционировании воздуха, на транспорте, в опреснительных установках. В настоящем учебнике в методических целях основные закономерности работы, расчета и проектирования холодильных установок рассмотрены на примере холодильников для обработки и хранения пищевых продуктов.

Задача холодильной техники — обеспечить создание оптимальных условий холодильной технологии при минимальных потерях сырья, сохранении высокого качества выпускаемой продукции. В связи с большими темпами наращивания холодильных мощностей актуальными вопросами являются экономия энергии на выработку холода, в том числе за счет комплексного использования вторичных энергоресурсов, и уменьшение металлоемкости аппаратов и систем.

Со времени первого издания учебника в 1961 г. (авторы С. Г. Чуклин, В. С. Мартыновский, Л. З. Мельцер) в холодильной технике произошли коренные изменения в конструкциях теплообменных аппаратов: появились новые теплообменные аппараты, работающие по принципу тепловых труб, вспененного слоя, с псевдоожиженной насадкой и др. Получили дальнейшее развитие исследования тепловых и гидродинамических процессов, протекающих в насосно-циркуляционных системах. Значительно изменились холодильное машиностроение, номенклатура холодильного оборудования, типы холодильных машин и аппаратов, существенно расширился комплекс средств холодильной технологии, расширились перечень технологических процессов и области практического применения низких температур.

Все это нашло отражение в новом издании книги. Учебник полностью переработан, и в него включены новые главы, в которых представлены современные теплообменные аппараты, описаны процессы тепло- и массообмена и гидродинамики двухфазных потоков сред в аппаратах, рассмотрены системы воздухораспределения, системы отвода теплоты конденсации, низкотемпературные тепловоды. Низкотемпературные тепловоды выделены в самостоятельный класс теплообменников (в которых в одном объеме совмещены процессы конденсации и кипения холодильного агента), предназначенных для регенерации тепловой энергии с целью дальнейшего ее использования. Такие устройства применяют в установках кондиционирования воздуха, а также для утилизации теплоты конденсации и др.

Курс холодильных установок является логическим завершением подготовки инженеров по специальности 0529, и поэтому основная задача его заключается в том, чтобы на базе полученных знаний по курсам теплопередачи, термодинамики, гидравлики, холодильных машин и холодильной технологии, кондиционирования воздуха раскрыть особенности процессов, протекающих в охлаждающих системах, камерах холодильников, в технологических аппаратах и обеспечивающих заданные технологические режимы производств, и на этой основе научить студентов проектированию и эксплуатации разнообразных охлаждающих систем и устройств. Книга предназначена в качестве учебника по курсу «Холодильные установки» для студентов вузов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки».

Главы I, II, III, V, VI, VII, IX, XII, написаны д-ром техн. наук, проф. И. Г. Чумаком, глава VIII — инж. Н. И. Чумак, главы X, XIV — канд. техн. наук, доц. В. П. Чепурненко, главы XV, XVI — д-ром техн. наук С. Г. Чуклиным, глава IV — канд. техн. наук, доц. Г. К. Мнацакановым, глава XVII — канд. техн. наук, доц. Е. С. Авдеевым, глава XVIII — канд. техн. наук, доц. Г. К. Мнацакановым и канд. техн. наук С. Н. Роговой, глава XI — канд. техн. наук С. Ю. Ларьяновским, глава XIII — канд. техн. наук Г. А. Савченковым и д-ром техн. наук И. Г. Чумаком.

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

a — коэффициент температуропроводности, м²/с
a — коэффициент турбулентности
a — кратность воздухообмена, объем/сутки
c — теплоемкость, кДж/кг·К
B — коэффициент
B — размер, м
C — коэффициент излучения, Вт/(м²·К⁴)
d — влагосодержание водяных паров воздуха, кг/кг
d, D — диаметр, м
e — нормативный коэффициент
E — вместимость камеры, кг (т)
E — коэффициент эффективности ребра
f, F — площадь поверхности, сечение, м²
g — удельная усушка, %
G — масса, количество, кг
ΔG — усушка (величина естественной убыли продукта), кг, %
h, H — геометрический размер, высота, м
H — напор, создаваемый вентилятором, Па
H — «высота» дождя, м³/(м²·с)
i — энтальпия, Дж/кг
I — напряжение солнечной радиации, Вт/м²
K — коэффициент запаса

k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К)

l, R — определяющий размер, м

L — длина шланга, хода, м

m — пористость

$\overline{L}$ — относительная длина

M — массовый расход, кг/с

n — частота вращения, 1/рад

n — кратность циркуляции

n — нормаль

N — мощность, кВт

p — давление, Па, Н/м²

P — относительное количество мяса

Δp — перепад давлений, Па

r, R — радиус, определяющий размер, м

r — скрытая теплота парообразования, кДж/кг

R — термическое сопротивление, м²·К/Вт

q — удельный тепловой поток, плотность теплового потока, Вт/м²

q — удельная холодопроизводительность, кДж/кг

q — плотность орошения, кг/(м²·с)

Q — тепловой поток, Вт

s — шаг труб, ребер, м

s — энтропия, Дж/(кг·К)

t, T — температура, °С, К

Δt — разность температур, °С, К

v — удельный объем, м³/кг

V — объем, м³

V — объемный расход, м³/с

V — производительность вентилятора, насоса, м³/с

w — скорость движения потока, м/с

W — водяной эквивалент

z — число элементов (рядов, ходов)

x — степень сухости пара, кг/кг

α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К)

β — температурный коэффициент объемного расширения 1/°С, 1/К

β — коэффициент массообмена, кг/(м²·Па)

β — коэффициент испарения, кг/(м²·с·Па)

β — коэффициент оребрения

δ — толщина, м

ε — поправочный коэффициент

ε — холодильный коэффициент

ε — степень черноты тела

ε — луч процесса в d—I-диаграмме, кДж/кг

ζ — коэффициент сопротивления (аэродинамического, гидравлического)

η — коэффициент сглаживания неравномерности поступления

η — коэффициент полезного действия

η — коэффициент заполнения объема

Θ — температура поверхности °С, К

Θ — разность температур, °С, К

λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)

λ — коэффициент подачи компрессора

μ — коэффициент динамической вязкости, Па·с

μ — коэффициент паропроницаемости, кг/(м·с·Па)

μ — коэффициент расхода

$1/\mu$ — коэффициент сопротивления испарению

υ — коэффициент кинематической вязкости, м²/с

ξ — концентрация раствора, кг/кг

ξ — коэффициент влаговыпадения

ρ — плотность, кг/м³

ρ — удельное электрическое сопротивление материала, Ом/м²

σ — коэффициент поверхностного натяжения, Н/м

τ — время, с

φ — степень оребрения

φ — относительная влажность воздуха, %

ω — относительное количество вымороженной воды

Индексы надстрочные

$'$ — величины, относящиеся к нижней пограничной кривой

$''$ — величины, относящиеся к верхней пограничной кривой

зам — замораживание

охл — охлаждение

р — расчетный

т — теплый

х — холодный

Индексы подстрочные

а — агент

б — батарея

в — воздух

вд — вода

вл — влажный

вн — внутренний

вс — всасывание

вск — вскипание
гр — грунт
град — градирня
д — диафрагма
ж — жидкость
ж — живое сечение
загр — загрузка
ин — иней
к — конечный
к — камера
к — конвективный
кон — конечный
конд — конденсация
кр — криоскопическая
л — лед
л — лучистый
м — металл
м — местное
м — мясо
м — мокрого термометра
н — наружный
н — начальный
о — общий
о — охлаждение
о — основание
огр — ограждение
опт — оптимальный
п — перегрев
п — пар
п — поверхность
пл — пленка
п — поток
прот — противоток
пр — приведенный
пр — продукт
пр — проволока
р — равновесная
р — ребро
р — роса
расч — расчетный
с — среда
с — сетка
св — свежая
см — смесь
сл — слив
ср — средний
ст — стенка
ст — статический
стр — строительный
сух — сухой
сеч — сеченне
Т — изотермическая поверхность
т — теплый
тр — требуемый
тр — трение
тр — труба
х — холодный
ц — центр
ц — цикл
ц — циркуляция
ц. р. — циркуляционный ресивер
ш — штабель
щ — щель
э — экран
экс — эксплуатация
э — электродвигатель
э — элементарный
F — относящийся к поверхности
m — средний
s — относящийся к рассолу

Глава I

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ХОЛОДИЛЬНИКАХ ДЛЯ ОБРАБОТКИ И ХРАНЕНИЯ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

КЛАССИФИКАЦИЯ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Совокупность холодильных установок, обеспечивающих условия для непрерывной холодильной обработки и хранения скоропортящихся продуктов на пути от мест их заготовки до мест потребления, называется холодильной цепью. Холодильная цепь слагается из звеньев, сочетание которых может быть различным в зависимости от вида сырья. Отдельные звенья цепи следующие: холодильные установки для обработки продукта и хранения его на производящем предприятии или плантации; холодильный транспорт для местных и дальних перевозок; холодильники различного назначения, включая торговое холодильное оборудование и бытовые холодильники.

Обычно холодильник — это промышленное предприятие (или его цех), в помещениях которого с помощью холодильной установки поддерживают определенные режимы, необходимые для обработки и хранения скоропортящихся продуктов. Холодильник состоит из технологического здания и компрессорного цеха с пристроенным к нему аппаратным отделением.

Холодильники классифицируют в зависимости от назначения, вида хранимых продуктов, вместимости и этажности. В зависимости от назначения холодильники разделяют на следующие основные типы: заготовительные, производственные, транспортно-экспедиционные, распределительные, перевалочные, торговые и бытовые. Кроме того, холодильники подразделяются на стационарные и транспортные. Рефрижераторный транспорт делится на железнодорожный, морской, речной и автомобильный.

Заготовительные холодильники предназначены для заготовки продукции в сельской местности либо непосредственно на плантациях. Они имеют холодильные установки большой мощности; вместимость камер хранения в таких холодильниках меньше вместимости камер охлаждения. К заготовительным холодильникам относят и станции предварительного охлаждения, преимущественно передвижные.

Производственные холодильники являются частью пищевых предприятий: мясо- и птицекомбинатов, молочных и консервных комбинатов. Почти вся вырабатываемая продукция подвергается холодильной обработке, поэтому производственные холодильники оборудуют мощными устройствами для охлаждения и замораживания.

Транспортно-экспедиционные холодильники обеспечивают грузовые операции на железнодорожных, водных и воздушных линиях.

Распределительные (*многоцелевые*, *базисные*) *холодильники* предназначены для равномерного обеспечения городов и промышленных центров сезонными продуктами питания в течение всего года, а также для создания резервного запаса продуктов. Эти холодильники характеризуются большой вместимостью камер хранения и малой производительностью устройств для охлаждения и замораживания. В том случае, если на распределительных холодильниках есть производственные цехи (фасовки масла, мороженого, твердой углекислоты, полуфабрикатов, кулинарные), такие предприятия называют хладокомбинатами.

Перевалочные холодильники предназначены для временного хранения продуктов при передаче их с одного звена холодильной цепи на другое. Для этих холодильников характерным является большой фронт грузовых работ.

Для осуществления внешних грузовых операций с двух продольных сторон холодильника устраивают специальные грузовые платформы для автомобильного и железнодорожного транспорта.

Торговое холодильное оборудование используют для кратковременного хранения продуктов в торговой сети, ресторанах, столовых. Эти холодильники малой вместимости. В одной камере допускается хранить продукты нескольких различных видов.

Бытовые холодильники служат для кратковременного хранения продуктов в домашних условиях и для производства небольшого количества льда. Они являются последним звеном непрерывной холодильной цепи.

Приведенная классификация холодильников носит условный характер.

В зависимости от ассортимента хранимых грузов различают универсальные и специализированные холодильники.

В универсальных холодильниках хранят смешанные грузы (мясо, рыба, фрукты, консервы и др.), в специализированных — однотипные.

В зависимости от вместимости холодильники условно классифицируют на крупные, средние и мелкие. Крупные холодильники имеют вместимость свыше 3000 т (к ним относятся универсальные, распределительные, специализированные холодильники). Вместимость средних холодильников составляет от 1000 до 3000 т (они могут быть универсальными или специализированными). Вместимость мелких холодильников не превышает 1000 т.

В зависимости от этажности различают одноэтажные и многоэтажные холодильники.

По конструкции холодильники относят к промышленным зданиям. Характерной особенностью их является то, что в камерах поддерживаются низкие температуры при высокой относительной влажности воздуха. Изменение температуры и относительной влажности воздуха вызывает постепенное ослабление структуры строительных и изоляционных материалов.

Материалы для конструкций холодильников выбирают с учетом капитальности здания. Капитальность здания холодильников разделяют на четыре класса: к I классу относят здания со сроком службы

свыше 100 лет, ко II классу — от 50 до 100 лет, к III классу — от 25 до 50 лет, к IV классу — от 5 до 25 лет.

Класс капитальности принимают в зависимости от вместимости холодильника. Холодильники вместимостью от 701 т и более относятся ко II классу, от 250 до 700 т — к III классу, до 250 т — к IV классу. При капитальности зданий холодильников, соответствующей II и III классам, каркасные конструкции выполняют железобетонными.

ОДНОЭТАЖНЫЕ И МНОГОЭТАЖНЫЕ ХОЛОДИЛЬНИКИ

Одноэтажные холодильники. Типовые конструкции здания одноэтажных холодильников (рис. I.1) состоят из железобетонных колонн и балок или металлических ферм, по которым укладывают настил.

В холодильниках нагрузки передаются на каркас, а ограждающие конструкции (стены) являются самонесущими (рис. I.2). Железобетонный каркас в одноэтажных холодильниках воспринимает в основном все нагрузки от покрытия. В отличие от промышленных зданий нагрузка на 1 м^2 покрытия более высокая вследствие использования подвесного оборудования и теплоизоляции и достигает 2000 кг/м^2. Это необходимо учитывать при проектировании.

Многоэтажные холодильники. Обычно многоэтажные холодильники имеют четыре-пять этажей. Увеличивать этажность нецелесообразно из-за дороговизны вертикального перемещения грузов, усложнения фундаментов и др.

Здание многоэтажного холодильника обычно выполняют в виде каркасной конструкции (рис. I.3) при сетке колонн 6 × 6 м. Стены самонесущие (см. рис. I.2), сложенные из полнотелого кирпича с применением теплоизоляционного слоя или специальных сборных стеновых панелей. Наружные стены крепят к каркасу. Несущий каркас холодильника состоит из сборных железобетонных вертикальных стоек (колонн), сборных капителей и железобетонных гладких надколонных плит, укладываемых взаимно перпендикулярно по рядам колонн (рис. I.2).

Особенностью многоэтажных зданий холодильников является наличие в их контуре по обеим продольным сторонам встроенных, с самостоятельными стенами, вестибюльных групп, в которых располагаются лифтовые шахты, лестницы и другие вспомогательные помещения. В тех случаях, когда в холодильнике предусматривают подвальный этаж, конструкцию каркаса оставляют почти неизменной.

При выборе этажности холодильника следует учитывать его назначение, размер строительной площадки, структуру грунта и др. Так, при многоэтажном варианте значительно сокращается площадь застройки. При этом можно разместить камеры с нулевыми или положительными температурами на первом этаже или в подвальном помещении и предотвратить промерзание и последующее вспучивание грунта под полом холодильника. В одноэтажном холодильнике без подвалов решить такую задачу гораздо сложнее.

Преимущества и недостатки одноэтажных и многоэтажных холодильников. Одноэтажный холодильник в сравнении с многоэтажным

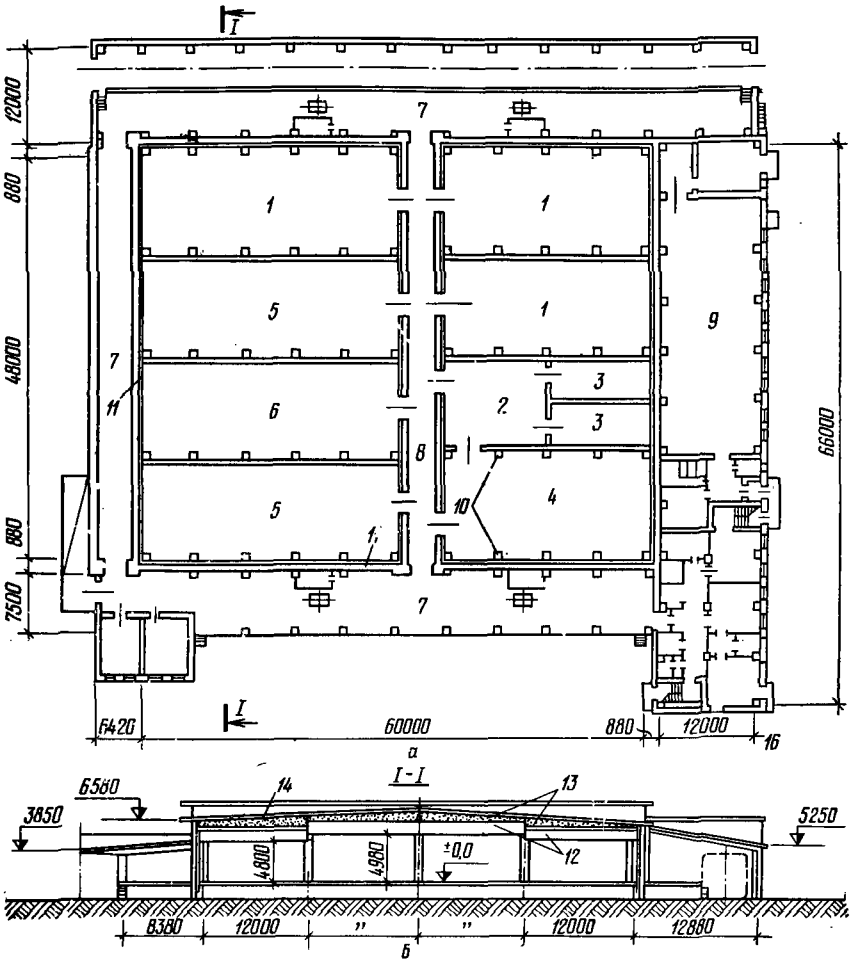


Рис. I.1. Одноэтажный холодильник (сетка колонн 6 × 12 м):

а — план расположения колонн; *б* — конструктивная схема укладки балок с пролетом 12 м и плит покрытия при шаге 6 м; *1, 2, 3, 4, 5* и *6* — охлаждаемые помещения холодильника; *7* — платформы; *8* — коридор; *9* — машинное отделение и другие вспомогательные помещения; *10* — колонны; *11* — самонесущие стены; *12* — балки; *13* — настил покрытия; *14* — теплоизоляция.

при одной и той же толщине изоляции характеризуется повышенным расходом холода (в среднем на 30%) и приблизительно на столько же увеличенной потерей продуктов от усушки. Поэтому одноэтажные холодильники строят с усиленной изоляцией и используют в основном для хранения упакованных пищевых продуктов. Если на этих холодильниках не применяют специальных устройств для «перехвата» внешних теплопритоков, то их чаще всего используют как специализированные.

Одноэтажные холодильники имеют ряд преимуществ: нагрузка

на пол может достигать 4000 кг/м², пролеты между колоннами могут быть большими (до 30 м), что позволяет применять большегрузные тяжеловесные штабелеукладчики и электропогрузчики (стоимость грузовых операций при этом сокращается на 30—40%). Высота холодильника может быть увеличена до 10—20 м (холодильник высотой более 14 м называют высотным).

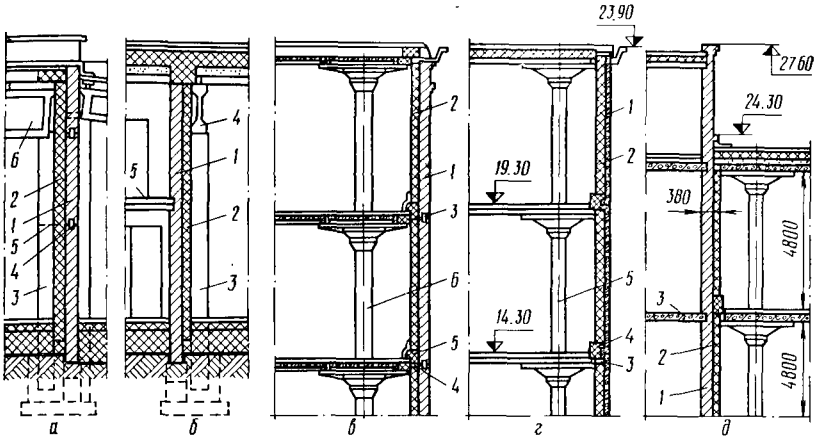


Рис. I.2. Наружные и внутренние стены холодильников:

а — наружная самонесущая кирпичная стена одноэтажного холодильника; *1* — кирпичная стена; *2* — теплоизоляция; *3* — колонна каркаса; *4* — железобетонный пояс; *5* — анкер крепления стены к колонне; *6* — сборная железобетонная балка;

б — внутренняя стена одноэтажного холодильника, отделяющая коридор от камер; *1* — кирпичная стена; *2* — теплоизоляция; *3* — колонна каркаса; *4* — сборная железобетонная балка; *5* — железобетонное междуэтажное перекрытие коридора;

в — наружная самонесущая кирпичная стена многоэтажного холодильника: *1* — кирпичная стена; *2* — теплоизоляция; *3* — железобетонный пояс для крепления к каркасу; *4* — анкер; *5* — противопожарный пояс; *6* — железобетонный каркас холодильника;

г — наружная самонесущая стена из сборных железобетонных панелей; *1* — железобетонная сборная вертикальная панель; *2* — теплоизоляция; *3* — анкер для крепления панелей; *4* — противопожарные пояса; *5* — железобетонный каркас;

д — внутренняя кирпичная стена со стороны вестибюля; *1* — кирпичная стенка; *2* — теплоизоляция; *3* — междуэтажное перекрытие вестибюля.

Примером высотного холодильника может служить механизированный холодильник, спроектированный для г. Воронежа. Холодильник состоит из двух камер с общими размерами в плане 25,3 × 30,9 м и высотой 20,1 м. Несущими конструкциями высотного холодильника являются металлические стеллажи, опирающиеся на монолитную фундаментную железобетонную плиту. Наружные стены, перегородки между камерами выполняют из трехслойных панелей типа «сэндвич». Обшивка панелей — металлические оцинкованные листы, в качестве изоляции использован пенополиуретан толщиной 150 мм. Кровля холодильника выполнена из профилированного металлического настила со слоем пенополиуретана, рулонным ковром и защитным слоем из гравия. Холодильник предназначен для хранения рыбной продукции. Система охлаждения камер — воздушная с расположением воздухоохладителей на технологическом этаже над камерами на отметке 17,74 м. Холодильник оборудован высотными стеллажами, которые обслуживаются автоматическими стеллажными кранами — штабелерами.

В низкой части корпуса холодильника размещаются экспедиция, машинное отделение, помещения для автоматизированных систем управления.

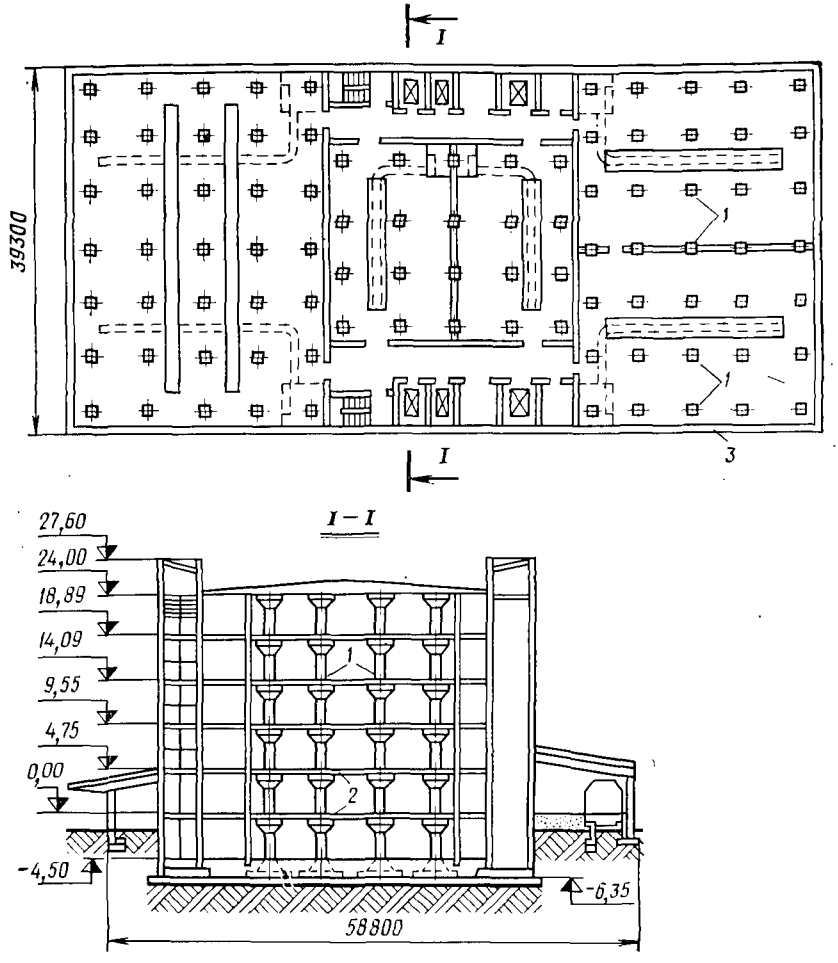


Рис. I.3. Многоэтажный холодильник с железобетонным безбалочным каркасом: *а* — план типовых верхних этажей; *б* — разрез; *1* — колонны с капителями; *2* — плиты перекрытий; *3* — стены кирпичные, самонесущие.

Закладка груза в холодильник осуществляется пакетами массой 600 кг, сформированными на поддоне размером в плане 800 × 1200 м. Загруженные поддоны электропогрузчиками доставляются в кладовую или экспедицию, где принимают груз и оформляют документы. Обработка полученной информации для каждой партии груза производится с помощью автоматизированной системы управления технологическим процессом. Груз в пакетах транспортируется по заданному адресу на одну из автоматических транспортных систем, которая, проходя через тамбур-шлюз, перемещает пакет в холодильную камеру и передает его на захват автоматического стеллажного крана-штабелера, который укладывает пакет в свободную ячейку стеллажа согласно ааданному адресу. Выдача грузов производится обратным ходом.

Камеры хранения охлажденных продуктов. В камерах поддерживают температуру воздуха от 0 до —1,5°С и относительную влажность 92—98%. В них используют систему непосредственного охлаждения, преимущественно с сухими воздухоохладителями.

Мясо и мясопродукты хранят в камерах в подвешенном состоянии (на крючьях-каретках, на подвесных путях) либо расфасованными (на поддонах, в контейнерах). Некоторые продукты (рыба, сыры) раскладывают на стеллажах. Так же хранят и переохлажденное (подмороженное на глубину до 15 мм) мясо. Для камер хранения охлажденного мяса норму нагрузки принимают такой же, как и для камер охлаждения и замораживания (250 кг на 1 м² пола камеры, если мясо хранят в подвешенном состоянии, и до 400 кг/м³, если мясо расфасовано). Норма загрузки для свежих плодов и овощей составляет 0,34 т/м³, для яиц — 0,32 т/м³.

Камеры хранения мороженых продуктов. Оборудованы пристенными и потолочными батареями непосредственного охлаждения или воздухоохладителями со специальным воздухораспределением, поддерживающими температуру воздуха в камере —23°С. Удельная загрузка камер составляет 350—600 кг/м³.

Универсальные камеры хранения. Камеры предназначены для хранения охлажденных или замороженных продуктов. В камерах поддерживают температуру воздуха от 0 до —18°С и относительную влажность — от 85 до 95%. Камеры оборудованы пристенными и потолочными батареями, а также воздухоохладителями непосредственного охлаждения. Поступающие продукты охлаждаются от 5 до 0°С при температуре воздуха равной 0°С и хранятся в охлажденном виде. Замороженные грузы хранятся при $t_к$ = —18°С. В новых холодильниках до 40% общей вместимости относится к универсальным камерам.

Камеры предварительного охлаждения и замораживания. Предназначены для интенсивного охлаждения и замораживания мяса в потоке воздуха на конвейере при движении мяса из цеха убоя скота и разделки туш на холодильник. Предварительное охлаждение мяса осуществляется при температуре воздуха до —20°С и скорости его движения до 5 м/с. Продолжительность обработки полутуш при охлаждении — 15—20 мин. Возможны и другие режимы.

Такие камеры используют и для предварительного охлаждения фруктов. В этом случае в камерах поддерживается температура воздуха —2°С при скорости его движения 2—3 м/с. Камеры, или специальные станции предварительного охлаждения, состоят из легко и быстро монтируемых теплоизолирующих укрытий на подготовленной площадке (пневмокаркасных, пневмоопорных или многослойных, собранных из панелей сооружений).

Камеры охлаждения. Предназначены для быстрого охлаждения мяса в полутушах или четвертинах либо других продуктов. Оборудуют такие камеры воздухоохладителями и специальными системами возду-

хораспределения. Режимы охлаждения зависят от принятого способа охлаждения[1].

Камеры замораживания и скороморозильные аппараты. В этих камерах (или скороморозильных аппаратах) мясо замораживается после его охлаждения или непосредственно в парном состоянии. Температура воздуха достигает —35°С. Продолжительность замораживания зависит от толщины продукта, скорости движения и температуры охлаждающей среды. Камеры работают циклично при периодической загрузке и выгрузке и непрерывно; в последнем случае их оборудуют специальными конвейерами. В камерах мясо в полутушах замораживается за 16—36 ч, в скороморозильных аппаратах — за 12 ч. Мясо в камерах размещается на подвесных путях, а в аппаратах — на специальных противнях или в блок-формах.

Камеры домораживания продуктов. Предназначены для интенсивного охлаждения или домораживания продуктов, поступающих на распределительные холодильники.

Температура воздуха в этих камерах —23°С. Система охлаждения смешанная (непосредственного охлаждения с применением воздухоохладителей), обеспечивает охлаждение поступающего продукта до температуры —10°С.

Разгрузочная и накопительная камеры. При поточном замораживании эти камеры работают при температуре воздуха —35°С и выполняют функцию камер предварительного замораживания мяса. За 4 ч мясо подмораживается на глубину до 40 мм. Это сокращает время холодильной обработки, уменьшает усушку и интенсифицирует теплообмен в воздухоохладителях из-за уменьшения слоя инея, осаждаемого на ребристой поверхности за цикл.

При периодической работе камеры при морозилке служат как погрузочные (накопители) и разгрузочные. Температура воздуха в них поддерживается равной —18°С, относительная влажность —90—95%.

Камера хранения дефектных грузов. Камера является резервной на случай поступления на холодильник нестандартных и дефектных грузов. Такая камера имеет температуру воздуха —18°С. Оборудуют ее преимущественно пристенными батареями непосредственного охлаждения.

Камеры для закалки мороженого. Предназначены для охлаждения поступающего мороженого от —4 до —18°С при температуре воздуха — 23°С. Удельная нагрузка на пол камеры составляет 100—150 кг/м². Оборудуют такие камеры потолочными и стеллажными батареями непосредственного охлаждения.

Экспедиционные камеры. Предназначены для грузовых операций на холодильниках при температуре воздуха —18°С. Оборудуют такие камеры батареями непосредственного охлаждения.

Льдохранилища. Предназначены для накопления и хранения блочного льда. Льдохранилища оборудуют батареями непосредственного охлаждения, которые обеспечивают поддержание температуры воздуха —4°С.

---

[1] Подробно режим и способы охлаждения и замораживания см. в главе VII

Глава II

ОГРАЖДАЮЩИЕ И ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫЕ КОНСТРУКЦИИ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

ОГРАЖДАЮЩИЕ КОНСТРУКЦИИ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

К ограждающим конструкциям холодильников относятся наружные и внутренние стены, полы, кровля.

Стены. Обычно стены делают слоеными. Наружный слой с теплой стороны камеры оштукатуривают и наклеивают на него паро- и теплоизоляцию. Более прогрессивным является применение типовых унифицированных сборных элементов заводского изготовления (панелей), которые позволяют повысить степень готовности элементов здания, снизить массу и стоимость стен на 27—40%.

При строительстве холодильников применяют как вертикальные, так и горизонтальные железобетонные или керамзитобетонные панели. Высота вертикальной панели обычно равна высоте этажа, а ширина ее выбирается с учетом грузоподъемности строительных кранов. Для устойчивости стены ее крепят с помощью анкеров к колоннам холодильника в двух местах — в средней части колонн и в плоскости покрытия (см. рис. I.3). Горизонтальные панели имеют высоту 1,2—1,8 м, длину 6 м и толщину 200 мм.

Полы. На холодильниках полы выполняют по междуэтажным перекрытиям, в одноэтажных зданиях и в первых или подвальных этажах многоэтажных зданий — по грунту. В зависимости от назначения помещения холодильника полы выполняют бетонными мозаичными либо из металлических плит.

Кровля. Обычно кровля и перекрытия холодильников бесчердачные (совмещенные) с уклоном (1,5—2%). На холодильниках применяют одно- и двухскатные крыши; последним, как правило, отдают предпочтение. Крыши покрывают рулонными материалами (гидроизол, стеклорубероид и обычный рубероид), накладываемыми в несколько слоев на битумных мастиках. Верхний слой покрытия окрашивают атмосфероустойчивой краской светлого тона для снижения влияния солнечной радиации. Кровля, наружные стены и полы холодильника должны составлять непрерывный изоляционный контур.

НАЗНАЧЕНИЕ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИИ И ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Назначение теплоизоляции. Основное назначение теплоизоляции — снижение притока теплоты в холодильное помещение. Качество изоляционных конструкций зависит от таких факторов, как конструкция ограждения, теплофизические свойства теплоизоляционных материалов и качество выполнения работ по укладке изоляции. От толщины изоляции зависят расход энергии на производство холода, полезная грузоподъемность рефрижераторного транспорта и вместимость по-

мещений стационарных холодильников. Как правило, теплоизоляционные материалы дорогостоящие. Их стоимость на холодильниках составляет 25—40% стоимости всего строительства. В связи с этим при проектировании приходится решать задачу о нахождении оптимальной толщины изоляции, удовлетворяющей требованиям экономической рентабельности.

Требования к теплоизоляционным материалам. Теплоизоляционные материалы должны обладать низким коэффициентом теплопроводности, малой объемной массой, незначительной гигроскопичностью, водопоглощаемостью и паропроницаемостью, достаточной механической прочностью, морозостойкостью и эластичностью; огнестойкостью или трудногорючестью, однородной мелкопористой структурой; отсутствием запахов и невосприимчивостью к ним.

Кроме того, теплоизоляционные материалы должны не вызывать коррозию металла изолируемой поверхности и не способствовать ей, не быть вредными для здоровья людей как в процессе монтажа, так и в процессе эксплуатации, не способствовать размножению паразитов, не разрушаться грызунами, быть стойкими к заражению бактериями и грибками, вызывающими гниение, быть дешевыми, удобными для транспортировки, монтажа и ремонта, иметь длительный срок службы и не требовать специального ухода.

Существующие теплоизоляционные материалы не могут удовлетворить одновременно всем перечисленным выше требованиям. Поэтому для обеспечения необходимых свойств изоляционной конструкции прибегают к рациональному подбору материалов.

Основные требования, которые предъявляют к изоляционным конструкциям, сводятся к следующему: предохранять изоляцию от увлажнения и от проникновения грызунов. Остальные требования аналогичны тем, которые предъявляют к изоляционным материалам.

Классификация теплоизоляционных материалов. Теплоизоляционные материалы по своему происхождению подразделяются на неорганические (стекловолокно, минеральная вата и др.) и органические (пробка, экспанзит, пенопласты и др.). Неорганические материалы объединяют группу материалов, относящихся к искусственно создаваемым материалам. Они имеют объемную массу 300 кг/м^3 (минеральное волокно), 170—200 кг/м^3 (стекловолокно). Экспанзит изготовляют путем прессования в закрытых формах гранулированной пробковой крошки при температуре 300—400°С. В 1 м^3 пробки содержится приблизительно 7 млрд. замкнутых пор, заполненных практически неподвижным воздухом.

По структуре и способу крепления к изолируемой поверхности материалы классифицируют следующим образом:

плиточные (пенопласты ФС-7, ФФ, ПСБ-С, пеностекло, пенобетон, пробковые плиты, экспанзиты и т. д.);

волокнистые (минеральная вата в полужестких и жестких плитах на синтетической связке, стеклянное штапельное волокно в плитах и т. п.);

теплоотражающие воздушно-слоистые (алюминиевая фольга);

сыпучие (пробковая крошка);

напыляемые и заливаемые вспенивающиеся (полиуретановые пенопласты ППУ-3Н, ППУ-30чН и др.).

Плиточные и волокнистые материалы. Плиточные материалы приклеивают к изолируемой поверхности ограждений холодильников, а также склеивают между собой или в щиты клеями, например клеем ИДС, допущенными органами санитарного и пожарного надзоров. Выбор клея зависит от вида изоляционного материала. Если плиты устанавливают в несколько слоев по толщине, каждый последующий слой плит приклеивают к предыдущему, перекрывая стыки предыдущих слоев не менее чем на 100 мм (чтобы не создавать непрерывных тепловых мостиков).

Применяют плиты из штапельного стекловолокна ПТ-50, минеральной ваты ПТ-75 и др. Для уменьшения их распыления упаковывают в герметичную оболочку из синтетической пленки. Для предотвращения усадки под действием собственного веса и вибрации (для рефрижераторного транспорта) волокнистые материалы при монтаже уплотняют.

Теплоотражающие воздушно-слоистые материалы. Изоляция подобного типа состоит из многослойных поверхностей (способных отражать до 93—95 % лучистой тепловой энергии), заключенных между двумя жесткими пластинами. Малая теплопроводность достигается за счет большого сопротивления теплообмену тонких слоев (толщиной до 5 мм) неподвижного воздуха, заключенного между листами фольги. Такую изоляцию применяют в водном и автомобильном рефрижераторном транспорте.

Сыпучие материалы. Из сыпучих материалов в настоящее время используют пробковую крошку, которую наносят на изолируемую поверхность, насыпая на клеящую мастику в один или более слоев, либо крошку смешивают с мастикой заранее и смесь наносят в виде штукатурки. Толщина пробковой обсыпки составляет от 5 до 10 мм.

Напыляемые и заливаемые материалы. Эти материалы представляют собой нетоксичные пенопластмассы. Исходную смесь получают непосредственно на месте применения, а затем наносят на изолируемую поверхность напылением или заливают ее в изолируемую полость.

Заливаемая или напыляемая жидкость во время вспенивания на месте увеличивается в объеме приблизительно в 30 раз, образуя сплошной пенистый материал без швов. Поскольку в такой изоляции нет стыковых швов, и кроме того, на ее поверхности создается гидронепроницаемая технологическая пленка, пенопластмасса оказывается практически непроницаемой для водяного пара и не требуется устройства специальной паро- и гидрозащиты. Пенопластмассы — наиболее перспективные изоляционные материалы. Стоимость пенопластмасс еще сравнительно высока. Однако по мере расширения их производства она будет снижаться.

Технология приготовления и нанесения этих пенопластов на изолируемую поверхность позволяет механизировать и автоматизировать изоляционные работы.

ТЕПЛО- И МАССООБМЕН В ИЗОЛЯЦИИ

ВИДЫ ТЕПЛООБМЕНА В ИЗОЛЯЦИИ

Наиболее наглядно все виды теплообмена можно рассмотреть на примере изоляции из волокнистых и вспененных пластмасс. Изоляция из волокнистых и вспененных пластмасс представляет собой дисперсную систему, состоящую из остова (твердой компоненты) и газа (либо жидкости), заполняющего свободное пространство. Отношение объема, занятого газом, к объему изоляции называют пористостью изоляционного материала. Теплообмен в таких системах определяется преимущественно геометрией пористого пространства: изоляция на основе вспененных пластмасс имеет замкнутые поры, в то время как в волокнистых изоляциях образуются пустоты между волокнами.

Теплообмен в остове, промежуточной среде и на границах между ними осуществляется посредством теплопроводности элемента твердого остова материала, передачи теплоты от одной твердой частицы к соседней в местах их непосредственного контакта, молекулярной теплопроводности в среде, заполняющей промежутки между частицами, передачи теплоты на границах твердых частиц с внешней средой; излучения от частицы к частице через промежуточную среду, конвекции газа и влаги, содержащихся между частицами.

Для характеристики изоляции вводят понятие эффективной теплопроводности, которая учитывает все составляющие теплообмена и зависит от давления газа-наполнителя, уровня температур на поверхностях изоляции, пористости, размеров твердых частиц скелета, коэффициента температуропроводности, теплоемкости изоляции и др. Сложность учета всех факторов не позволяет составить и аналитически решить дифференциальное уравнение теплопроводности в таких дисперсных системах. Поэтому накопление необходимых сведений о физике теплообмена в изоляционных конструкциях осуществляется преимущественно опытным путем. В пористых тепловых изоляциях основная доля теплоты передается молекулярной теплопроводностью газа внутри изоляции.

Процесс передачи теплоты теплопроводностью газа, находящегося внутри изоляции, обусловлен взаимодействием молекул газа друг с другом и зависит от пористости изоляции: чем меньше пористость, тем меньше теплоты передается за счет межмолекулярных столкновений. Как известно из молекулярно-кинетической теории, молекулярная теплопроводность зависит от молекулярной массы газа. Поэтому замена воздуха более тяжелым газом, например фреоном с молекулярной массой больше 50, позволяет значительно уменьшить эффективную теплопроводность изоляции[1].

В волокнистых материалах с ростом пористости, диаметра волокна и разности температур между поверхностями изоляции, а также при увлажнении изоляции возрастает возможность возникновения естест-

[1] В настоящее время газонаполненная пенополиуретановая теплоизоляция (наполнитель — R11) применяется в изоляционных конструкциях домашних холодильников типа «Минск».

венной конвекции. При разностях температур на поверхностях изоляции до 70°С конвекция пренебрежимо мала, что можно объяснить большим гидравлическим сопротивлением, которое оказывают твердые частицы остова движению массы газа.

Теплообмен на границе твердых частиц с внешней средой обусловлен взаимодействием молекул газа с поверхностью твердого тела и зависит от пористости изоляции, рода газа-наполнителя, температуры и давления газа, материала остова. Увеличение теплопроводности остова приводит к возрастанию эффективной теплопроводности. Для волокнистых материалов с увеличением теплопроводности волокна количество передаваемой теплоты растет непропорционально, что объясняется главным образом наличием контактного термического сопротивления в местах касания волокон.

Лучистый теплообмен в изоляциях определяется преимущественно уровнем температур на поверхностях изоляции и зависит от усредненного расстояния между твердыми частицами скелета, степени черноты твердых частиц и поверхностей, ограничивающих изоляцию, поглощательной и излучательной способности газа-наполнителя. С ростом температур, степени черноты и пористости передача теплоты излучением возрастает.

КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ИЗОЛЯЦИИ

Коэффициент теплопроводности изоляционного материала λ при эксплуатации увеличивается вследствие постепенного ее увлажнения, а также из-за влияния клеев. Значение коэффициента теплопроводности λ_t для сухого материала определяют по средней рабочей температуре.

Коэффициент λ_t является линейной функцией температуры и определяется по эмпирической зависимости

$$\lambda_t = \lambda_0 (1 + \beta t_{ср}) = \lambda_0 + b t_{ср},$$

где λ_0 — коэффициент теплопроводности сухого изоляционного материала при 0° С; β — температурный коэффициент теплопроводности; b — постоянная, показывающая приращение коэффициента теплопроводности при повышении температуры на 1° С ($b = \lambda_0 \beta$).

Значение λ_0, β и b определяют опытным путем при испытании материалов. Коэффициент β для различных теплоизоляционных материалов имеет разные значения и составляет $(2—4) \cdot 10^{-3}$ 1/К.

Влияние клея, заполняющего швы между плитами, учитывают приближенной формулой

$$\lambda_э = \beta_{кл} \lambda_t,$$

где $\lambda_э$ — эквивалентный коэффициент теплопроводности плиточного, изоляционного и клеевого материалов; $\beta_{кл}$ — поправочный коэффициент, учитывающий влияние клеевого материала ($\beta_{кл} = 1{,}03—1{,}15$).

Теплопроводность сухого материала зависит главным образом от объемной массы, определяющей количество твердого теплопроводного порообразующего вещества. При оптимальной пористости теп-

лопроводность приближается к теплопроводности неподвижного воздуха; $\lambda = 0{,}023$ Вт/(м·К) при $t = 0$°С.

Средний коэффициент теплопроводности увлажненного материала оценивается по формуле

$$\lambda = \beta_{вл}\lambda_э,$$

где $\beta_{вл}$ — коэффициент, учитывающий увлажнение изоляции в процессе эксплуатации ($\beta_{вл} = 1{,}05$—$1{,}10$).

Окончательно расчетный коэффициент теплопроводности изоляционного материала с точностью ± (5—10%) рассчитывают по формуле $\lambda = \beta_{вл}\beta_{кл}\lambda_t = \beta_{вл}\beta_{кл}(\lambda_0 + bt_{ср})$. Увеличение теплопроводности при увлажнении материалов объясняется рядом факторов. Прежде всего, согласно эффекту в капиллярах влага проникает в самые мелкие, т. е. в наиболее ценные с точки зрения изоляционных свойств, поры материала, вытесняя из них воздух и образуя как бы тепловые мостики (теплопроводность воды в 15—20 раз выше теплопроводности воздуха).

Органические материалы влага заполняет до полного насыщения. При этом изменяется не столько пористая их структура, сколько теплопроводность твердых составных частей. Влияние влажности на λ для органических материалов меньше, чем для неорганических. Однако некоторые органические изоляционные материалы при одинаковых условиях увлажняются в большей степени, чем неорганические.

РАСЧЕТ ЗОНЫ КОНДЕНСАЦИИ В ИЗОЛЯЦИИ

Как правило, значения температуры $t_н$ и парциального давления водяных паров $p_н$ наружного воздуха намного больше температуры и парциального давления $p_к$ воздуха камеры низкотемпературного холодильника. Поэтому при эксплуатации холодильников через изоляцию из внешней среды в камеру поступают количество теплоты Q_1 и количество водяного пара G_1, которые для случая плоской многослойной стенки определяются уравнениями

$$Q_1 = \left(\frac{1}{R_{из}}\right)(t_н - t_к)\,F_н, \qquad (II.1)$$

$$G_1 = \left(\frac{1}{R_{диф}}\right)(p_н - p_к)\,F_н, \qquad (II.2)$$

где $R_{из}$ и $R_{диф}$ — соответственно, термическое и диффузионное сопротивление изоляции; $F_н$ — площадь поверхности изолированной стенки; $t_н$, $t_к$ — температуры наружного воздуха и воздуха в охлажденном помещении (камере); $p_н$, $p_к$ — парциальное давление водяного пара снаружи и изнутри изолированного ограждения.

Величина $(1/R_{из}) = \kappa_{из}$ определяется выражением

$$\kappa_{из} = \left(\alpha_н^{-1} + \sum_{i=1}^{n}\delta_i\lambda_i^{-1} + \alpha_к^{-1}\right)^{-1},$$

где $\alpha_н$, $\alpha_к$ — коэффициенты теплоотдачи со стороны наружной и внутренней стенок камеры; δ_i — толщина слоя; λ_i — коэффициент теплопроводности слоя.

Величина $(1/R_{диф}) = \sum_{i=1}^{n} (\mu_i/\delta_i)$, где μ_i — коэффициент паропроницаемости слоя.

В выражениях (II.1) и (II.2) температуры $t_н$ и $t_к$, а также $p_н$ и $p_к$ принимают по климатическим таблицам и технологическим инструкциям, причем $p_н = \varphi_н p''_н$; $p_к = \varphi_к p''_к$.

Температуру наружной и внутренней стенок ограждений $t_{ст.н}$ и $t_{ст.к}$ определяют по зависимостям

$$t_{ст.н} = t_н - k_{из}(t_н - t_к)(1/\alpha_н), \qquad (II.3)$$

$$t_{ст.к} = t_к + k_{из}(t_н - t_к)(1/\alpha_к), \qquad (II.4)$$

где $\alpha_н$, $\alpha_к$ — коэффициенты теплоотдачи со стороны наружной и внутренней стенок.

По зависимости (II.3) проверяют допустимость значения $k_{из}$, выбранного или определенного экспериментально. Толщина изоляции считается достаточной, если коэффициент теплопередачи ограждения при заданных температурных условиях создает условия, когда $t_{ст.н} > t_р$, т. е. температура наружной стенки остается больше температуры точки росы.

Недопустимость условий $t_{ст.н} \leqslant t_р$ объясняется тем, что они приводят к конденсации влаги на этой поверхности с последующим увлажнением изоляции и увеличением $\lambda_{экв}$, теплопритоков в камеры холодильников и затрат энергии на выработку холода.

Согласно зависимостям (II.1) и (II.2) распределение температуры и парциального давления водяного пара (рис. II.1) в стенке будет линейным. В однородной бесконечной стенке заданной толщины изменение температуры по толщине ограждения определяется выражением

$$t_i = t_{ст.н} - q(\delta_i/\lambda_i),$$

где t_i — температура в произвольном сечении ограждения; q — удельный тепловой поток через ограждения.

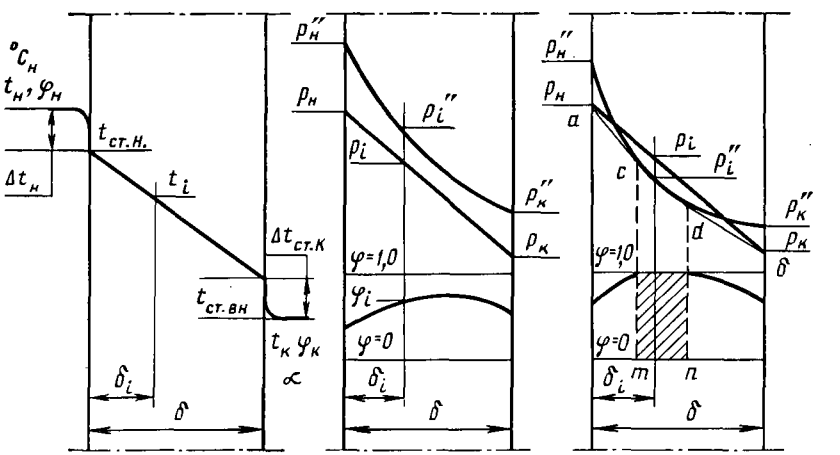


Рис. II.1. Графики изменения параметров влажного воздуха в изолирующем ограждении холодильника.

Для определения влажного режима в изолирующем ограждении при установившемся потоке водяного пара применяют графоаналитический метод, предложенный К. Ф. Фокиным. Этот метод позволяет определить также зону конденсации в ограждении, характеристики пароизоляционных материалов и рассчитать влажностный режим в изоляционных материалах по взаимному расположению линий падения парциального давления водяного пара p_x в ограждении и парциального давления насыщения водяного пара p''_x.

Для построения линии падения парциального давления водяного пара необходимо определить парциальные давления водяного пара на внутренней поверхности ограждения $p_{ст.в}$, на границе слоев p_i и на наружной поверхности $p_{ст.н}$ этого ограждения.

Зная относительную влажность воздуха снаружи и изнутри ограждения $\varphi_н$ и $\varphi_к$, можно определить $p_н$ и $p_к$ для состояний, характеризуемых параметрами наружного воздуха и воздуха в охлаждаемом помещении. Обычно пренебрегают сопротивлением влагоперехода от воздуха к поверхности ограждения и принимают, что на поверхности ограждения давление водяных паров равно $p_н$ и $p_{вн}$.

Учитывая, что падение парциального давления водяных паров подчиняется линейному закону и что $\varphi_i = (p_i/p_i'')$, можно определить φ_i для любого сечения изоляции и ограждения. Кривую изменения парциального давления насыщения водяного пара p'' рассчитывают по изменению температуры внутри ограждения, причем при каждом значении температуры t_i с помощью d — i-диаграммы находят p'', соответствующее температуре точки росы. При понижении температуры в ограждении парциальное давление также понижается. Это понижение происходит по кривой линии вначале медленно, а затем более интенсивно. Поэтому на вертикальном разрезе ограждения падение парциального давления насыщения водяного пара p'' изображается линией, состоящей из соответствующих отрезков кривых, характерных для каждого слоя ограждения. Далее вычерчивают вертикальный разрез ограждения в произвольном масштабе, полученные значения $p_н$ и p_i соединяют линией, характеризующей падение парциального давления водяного пара в толще изоляции.

На границе слоев ограждения наносят соответствующие значения парциальных давлений водяного пара p_i и соединяют прямыми линиями между собой. Полученная ломаная линия представляет собой расчетную линию падения p парциальных давлений водяного пара в ограждении. Если парциальное давление на границе слоев (линия $p_н$, p_i) оказывается меньше парциального давления насыщения водяных паров (линия $p_н''$, p_i''), т. е. линия $p_н$, p_i лежит ниже линии $p_н''$, p_i'' или они не пересекаются, то в ограждении конденсат выпадать не будет.

Если на каком-либо участке ограждения (по толщине) кривая $p_i'' = f(\delta_i)$ пересекается с прямой $p_i = f(\delta_i)$ (т. е. теоретически $p_i'' < p_i$, чего не может быть), то это — неустойчивое состояние влажного воздуха. Целесообразно предположить, что в предельном случае $p_i'' = p_i$ или $\varphi_i = 1$. При этом зону, в которой возможна конденса-

ция паров влаги из насыщенного воздуха, рекомендуется определять путем проведения касательных к кривой $p_i'' = f(\delta_i)$ из точек a и b, соответствующих значениям парциального давления паров воды $p_н$ и $p_к$.

Часть изоляционного ограждения (по толщине), ограниченная прямыми cd и mn и кривой $p'' = f(\delta_i)$ ($\varphi = 1$), называется зоной конденсации.

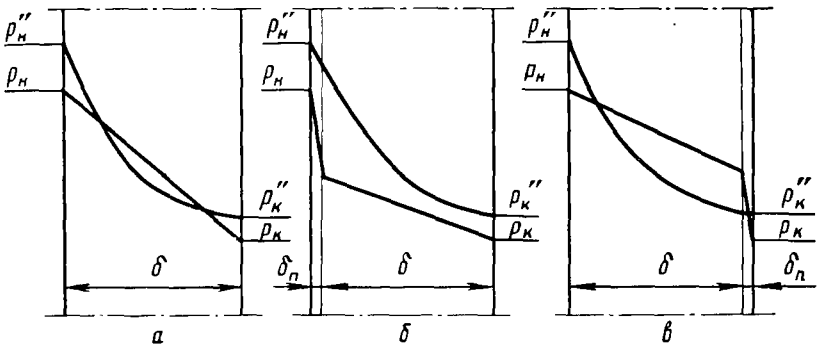


Рис. II.2. Влияние пароизоляции на изменение параметров влажного воздуха в изолирующем ограждении:
а — без пароизоляции; *б* — пароизоляция с теплой стороны; *в* — пароизоляция с холодной стороны.

Для ликвидации зоны конденсации в ограждении устанавливают пароизоляционный слой. Размещение пароизоляционного слоя с теплой стороны ограждения позволяет снизить парциальное давление паров воды, а также соответствующую относительную влажность в ограждении (рис. II.2).

В случае установки пароизоляции с холодной стороны ограждения существенно повышается парциальное давление паров воды вблизи холодной стенки и резко увеличивается зона конденсации (см. рис. II.2). Однако иногда паро- и гидроизоляцию устанавливают и с холодной стороны ограждения, так как увлажнение изоляции может вызывать не только диффузия влаги из воздуха, но и непосредственный контакт изоляции с водой, выделяющейся в охлаждаемых помещениях при некоторых технологических процессах.

По формуле (II.2) можно рассчитать и количество влаги, конденсирующейся в ограждении при стационарных условиях диффузии водяного пара.

Считая, что $\sum_{i=1}^{n} \mu_i/\delta_i = 1/R_{диф}$ и принимая площадь ограждения $F = 1$ м², а время диффузии пара один час, формулу (II.2) запишем в виде

$$G = (p_н - p_к)/R_{диф}.$$

Здесь $R_{диф}$ — диффузионное сопротивление изоляции.

РАСЧЕТ И ВЫБОР ИЗОЛЯЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

При расчете изоляционной конструкции определяют сопротивление теплопередаче ограждения по известным характеристикам слоев ограждения и толщину изоляции по заранее заданному коэффициенту теплопередачи. В расчет закладывают исходные данные таким образом, чтобы обеспечить необходимый срок службы холодильника, который в большей степени зависит от долговечности изоляционных конструкций. На долговечность изоляционных конструкций холодильников влияют климатические условия и температурно-влажностный режим в охлаждаемых помещениях. Обычно для холодильников II класса срок службы принимают от 50 до 100 лет (практически он короче, как правило, из-за выхода теплоизоляции из строя).

При расчетах изоляционных конструкций камер с положительными внутренними температурами учитывают расчетные температуры наружного воздуха в холодный период года, для камер с отрицательными внутренними температурами — в теплый период.

Для определения требуемой нормативной величины сопротивления изоляционной конструкции теплопередаче должны быть известны условия теплообмена и среднегодовая температура наружного воздуха района строительства холодильника. Не менее важно знать относительную влажность наружного воздуха, теплофизические характеристики изоляционных и строительных материалов. От теплофизических характеристик материалов зависит общий коэффициент теплопередачи k_0. Определив коэффициент теплопередачи k_0, можно выбрать эффективную изоляционную конструкцию, удовлетворяющую техническим требованиям к ограждениям холодильника.

В зависимости от среднегодовой температуры наружного воздуха различают три климатических района:

северная часть СССР со среднегодовой температурой наружного воздуха от 0°С и ниже;

центральная часть СССР со среднегодовой температурой наружного воздуха от 1 до 8°С;

южная часть СССР со среднегодовой температурой наружного воздуха, равной 9°С и выше.

На практике для расчета ограждений можно пользоваться указаниями СНиПа. Величину сопротивления теплопередаче принимают в зависимости от назначения охлаждаемого помещения, его внутреннего температурно-влажностного режима и климатического района строительства. Чтобы исключить возможность конденсации влаги на поверхности ограждения, принятое значение сопоставляют с требуемым коэффициентом сопротивления теплопередаче $R_o^{тр} = 1/k_o^{тр}$, определяемым по формуле

$$R_o^{тр} = (t_н - t_в)\, n/(\Delta t_н \alpha_в), \qquad (II.3)$$

где $R_0^{тр}$ — требуемый коэффициент сопротивления теплопередаче (м²·К)/Вт; n — коэффициент, принимаемый в зависимости от расположения ограждения в холодильнике; для наружных стен $n = 1$; для стен, выходящих в вестибюли, сообщающиеся с наружным воздухом, $n = 0{,}75$; для стен, выходящих в вестибюли

или коридоры, не сообщающиеся с наружным воздухом, $n = 0{,}4$; $\Delta t_н$ — нормируемый температурный перепад между температурой внутреннего воздуха и температурой внутренней поверхности ограждения; $\alpha_в$ — коэффициент теплоотдачи от внутренних поверхностей ограждения.

Значение $R_o^{тр}$, полученное по формуле (II.3), уточняют на основании экономического расчета: при наличии экономической целесообразности разрешается принимать большее значение $R_o^{тр}$.

При определении k_o бесчердачных покрытий с вентилируемыми продуктами при расчете учитывают только ту часть ограждения, которая расположена ниже продуха. При этом коэффициент теплопередачи k не должен быть меньше требуемого, т. е. $k_o^{тр}$.

Нормативные коэффициенты теплопередачи k_o наружных ограждений (стен) и покрытий для охлаждаемых камер приведены в табл. II.1 в зависимости от климатических районов СССР.

В настоящее время рекомендуется применять изоляционные материалы марки ПСБ-С и ФРП-1. Использование этих пенопластов позволяет снизить теплопритоки и тепловую нагрузку на компрессорные установки, а также усушку продуктов и повысить общую эффективность конструкционных решений ограждений холодильников.

Таблица II.1

Среднегодовая температура воздуха	Коэффициент теплопередачи k [Вт/(м²·К)] при внутренней температуре охлаждаемых помещений, °С						
	от 40 до 30	от 20 до 18	от 15 до 10	—4	0	+4	+12
0° и ниже	0,22 / 0,20	0,28 / 0,23	0,34 / 0,29	0,41 / 0,35	0,46 / 0,41	0,46 / 0,41	0,58 / 0,50
1—8°С	0,20 / 0,17	0,23 / 0,21	0,29 / 0,26	0,35 / 0,29	0,39 / 0,35	0,46 / 0,35	0,58 / 0,52
9°С и выше	0,16 / 0,15	0,20 / 0,17	0,23 / 0,21	0,27 / 0,24	0,23 / 0,29	0,34 / 0,29	0,46 / 0,40

Примечания: 1. В числителе приведены значения k для наружных стен, в знаменателе — для покрытий.

2. Коэффициенты теплопередачи чердачных перекрытий увеличивают на 10%.

3. При использовании панельной системы охлаждения коэффициенты теплопередачи покрытий увеличивают на 20%.

Коэффициенты теплопередачи для внутренних стен и перегородок, а также междуэтажных перекрытий принимают по табл. II.2, коэффициенты теплопередачи для внутренних ограждающих конструкций, отделяющих охлаждаемые помещения от неохлаждаемых тамбуров, коридоров и других помещений, — по табл. II.3.

Коэффициент теплопередачи перегородок, а также междуэтажных перекрытий между смежными камерами с одинаковыми температурами или при разности температур до 4°С включительно принимают не более

Таблица II.2

Внутренняя температура более теплого помещения, °С	Коэффициент теплопередачи k [Вт/(м²·К)] при внутренней температуре более холодного помещения, °С									
	—40	—35	от —25 до —23	от —20 до —18	—15	—10	—4	0	+4	+12
—30	0,46	0,58	0,46	0,41	0,35	0,29	0,26	0,23	0,23	0,21
—25	0,47	0,46	0,58	0,46	0,41	0,35	0,33	0,29	0,26	0,23
—20	0,35	0,41	0,46	0,58	0,52	0,41	0,35	0,33	0,28	0,26
—15	0,35	0,35	0,41	0,52	0,58	0,52	0,41	0,35	0,35	0,28
—10	0,29	0,29	0,35	0,41	0,52	0,58	0,52	0,46	0,41	0,35
—4	0,23	0,26	0,32	0,35	0,41	0,52	0,58	0,52	0,46	0,41
0	0,21	0,23	0,29	0,32	0,35	0,46	0,52	0,58	0,58	0,64
+4	0,21	0,23	0,26	0,28	0,35	0,41	0,46	0,52	0,58	0,70
+12	0,19	0,21	0,23	0,26	0,28	0,35	0,41	0,46	0,58	0,75
+18	0,17	0,19	0,21	0,23	0,26	0,29	0,35	0,41	0,58	0,81

Таблица II.3

Температура воздуха помещений, °С	Коэффициент теплопередачи k [Вт/(м²·К)] для смежных помещений		Температура воздуха помещений, °С	Коэффициент теплопередачи k [Вт/(м²·К)] для смежных помещений	
	сообщающихся с наружным воздухом	не сообщающихся с наружным воздухом		сообщающихся с наружным воздухом	не сообщающихся с наружным воздухом
—40	0,24	0,26	—4	0,35	0,52
—30	0,27	0,29	0	0,41	0,58
От —20 до —18	0,28	0,41	+4	0,46	0,58
От —15 до —10	0,32	0,46	+12	0,58	0,58

0,58 Вт/(м² · К). При этом следует учесть, что в камерах с температурами воздуха 0°С и выше полы на грунтах не утепляют. Сопротивление паропроницанию пароизоляционного слоя в камерах с отрицательными температурами должно быть не менее 4000 м · Па · ч/г. При использовании для теплоизоляции волокнистых теплоизоляционных материалов, наклеиваемых с помощью битума на несущие ограждения, требуемое сопротивление пароизоляции может быть снижено до 2670 м · Па · ч/г.

Пароизоляционный слой выбирают из наиболее приемлемых рулонных материалов; особенно рекомендуется алюминиевая фольга, которая создает максимальное сопротивление паропроницанию конструкции. В качестве склеивающих материалов применяют беспарафинистый нефтяной битум следующих марок: при укладке изоляции сверху железобетонной плиты — марки III; для склеивания плит — марки V; для изоляции наружных стен в южных районах — марки IV. Нельзя применять клеи, которые изготовляют на основе немодифицированных

фенолформальдегидных смол, так как они ядовиты. Токсичны также эпоксидные клеи.

Общая толщина изоляции кирпичных наружных и внутренних стен обычно составляет 200 мм (4 слоя по 50 мм), 250 мм (5 слоев по 50 мм) или 300 мм (6 слоев по 50 мм). В зависимости от толщины изоляции подбирают сечения реек (50 × 50, 50 × 70 и 50 × 100 мм) и их количество, а также устанавливают порядок наклеивания плит и устройства деревянного каркаса. При монтаже изоляции первый слой плит наклеивают на стену после нанесения на нее гидроизоляции, затем крепят горизонтальные рейки и укладывают второй слой, после этого устанавливают вертикальные деревянные рейки сечением 50 × × 100 мм и наклеивают между ними последние два слоя изоляции толщиной по 50 мм.

Теплоизоляцию из плит пенопластов ПХВ-1 и ПСБ-С на битуме выполняют аналогично теплоизоляции из волокнистых минераловатных жестких плит, но битум может быть заменен другим клеящим материалом — обязательно нетоксичным и быстротвердеющим.

Вертикальные поверхности могут быть отделаны внутри гладкими конструктивными, асбестоцементными листами толщиной не менее 8—10 мм или штукатуркой по сетке. Во всех случаях для защиты от грызунов предварительно устанавливают сетку на высоту 0,7 м от пола с ячейками не более 5 × 5 мм или на пенопласт наклеивают синтетическим клеем стеклоткань типа рогожки, грунтуют ее и окрашивают в нужный цвет.

Для междукамерных ограждений в тех случаях, когда невозможно обеспечить их выполнение из более дешевых материалов, применяют жесткие плиточные материалы. Каркас состоит из деревянных, антисептированных и покрытых битумом реек, устанавливаемых в распор между перекрытиями или между перекрытием (покрытием) и бетонной подготовкой полов, устраиваемых на грунтах.

Плиточные материалы укладывают в каркас перегородки, склеивая их между собой. После установки всех плит устраивают с одной (теплой) стороны пароизоляцию, которую оштукатуривают по сетке, а с другой — делают покраску битумной мастикой для предохранения теплоизоляции от увлажнения.

При устройстве теплоизоляции междуэтажных перекрытий в многоэтажных холодильниках подбирают материалы и располагают их в конструкции так, чтобы полезная нагрузка воспринималась конструкцией без каких-либо заметных деформаций. Основной несущей конструкцией является железобетонная плита перекрытия, которая должна быть защищена теплоизоляцией для разделения двух сред, различных по температурному режиму. При наличии по периметру наружных или внутренних стен сквозных щелей для пропуска теплоизоляции последнюю в этих местах поэтажно разделяют противопожарными поясами. Такие пояса должны одновременно отделять теплоизоляцию стен одного этажа от другого и теплоизоляцию перекрытия от теплоизоляции стен, а также разделять изоляцию на отсеки. Площадь отсеков для сгораемых материалов должна быть не более 500 м^2 и для трудносгораемых материалов — не более 1000 м^2. По противопожарным требованиям

разрыв между сгораемыми материалами должен быть не менее 500 мм, следовательно, такой же разрыв необходимо предусматривать в сгораемой теплоизоляции стен. Теплоизоляцию перекрытия следует удалять от теплоизоляции стен также на 500 мм.

Полы холодильников, устраиваемые на грунтах, также можно отнести к ограждающим конструкциям. Поэтому при проектировании следует учитывать температурные режимы, величину теплопритоков и потерь холода через полы.

РАСЧЕТ СУДОВЫХ ИЗОЛЯЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Судовая изоляционная конструкция обычно представляет собой неоднородную стенку, так как ее прорезают металлический набор, деревянный обрешетник, крепежные и другие детали.

Современные способы расчета судовой изоляции основаны на методе электротепловой аналогии (ЭТА). Метод ЭТА позволяет определить расположение изотермических линий и линий тепловых потоков. Совместно эти линии образуют ортогональную тепловую сетку, которая дает картину строения полей температур и тепловых потоков. Тепловые сетки необходимо знать для разработки приближенных методов расчета коэффициента теплопередачи.

В настоящее время расчеты судовой изоляции проводят в трех направлениях.

Первое направление основано на вычислении коэффициента теплопередачи непосредственно методом ЭТА. Обычно результаты вычислений обрабатывают в виде диаграмм, графиков, номограмм, таблиц и т. д. Второе направление составляют приближенные зональные способы расчета, которые косвенно используют тот же метод ЭТА. Третье направление — математические методы расчета; в настоящее время такие методы обычно используют для определения тепловых потоков, проходящих через промежуточные палубы, и переборки, а также через пиллерсы, мачты и т. д.

Методы расчета имеют несколько общих допущений:

пренебрегают тепловым сопротивлением с наружной и внутренней сторон изоляционной конструкции ($1/\alpha_н = 1/\alpha_в = 0$), так как оно невелико по сравнению с общим термическим сопротивлением;

пренебрегают влиянием мелких крепежных частей (болтов, гвоздей и т. д.) и материала, скрепляющего плиты изоляционного материала;

пренебрегают тепловым сопротивлением переходов между соприкасающимися частями конструкции и влиянием концов конструкции;

материалы, составляющие конструкцию, считают изотропными, и в качестве расчетных величин принимают средние значения их теплофизических констант.

Метод ЭТА позволяет вычислять тепловой поток, так как между явлениями теплопроводности и электропроводности существует математическая аналогия:

$$dQ = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n_т} dF_т,$$

где dQ — элементарное количество теплоты, проходящей через площадку dF на изотермической поверхности в направлении нормали $n_т$; $dF_т = B dl_т$ — элементарная площадка, расположенная яа изотермической поверхности, м²; $\frac{\partial t}{\partial n_т} = \text{grad } t$ — температурный градиент, °С/м; $n_т$ — нормаль к изотермической поверхности, м; $dl_т$ — элементарная длина площадки, м.

$$dI = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial V}{\partial n_э} dF_э,$$

где dI — сила тока, А; ρ — удельное электрическое сопротивление материала, Ом·м ($1/\rho$ — удельная электрическая проводимость, 1/Ом · м); $\frac{\partial V}{\partial n_э} = \text{grad } V$ — градиент электрического потенциала, В/м; V — электрический потенциал, В; $n_э$ — нормаль к изопотенциальной поверхности, м; $dF_э = \delta_э dl_э$ — элементарная площадка, расположенная на изопотенциальной поверхности, м²; $\delta_э$ — толщина электрической модели, м; $dl_э$ — длина элементарной площадки, м.

При интегрировании уравнения теплопроводности получаем

$$Q = -\lambda B \int_{l_т} \frac{(t_н - t_в)\,\partial T}{n_т \partial N_т} n_т dl_т = -\lambda B (t_н - t_в) \int_{L_т} \frac{\partial T}{\partial N_т} dL_т.$$

Безразмерный интеграл

$$\Phi = -\int_{L_т} \frac{\partial T}{\partial N_т} dL_т$$

называется критерием формы температурного поля и является, по существу, критерием подобия.

Этот критерий учитывает относительные размеры конструкции и модели, а также относительные разности температур в них. Такой подход допустим, так как для явлений теплопроводности существенны только разности температур, рассмотренные в относительных координатах. Следовательно, количество теплоты, проходящее через изоляционную конструкцию в единицу времени, $Q = \lambda B(t_н - t_в)\Phi$.

Для вычисления количества теплоты в каждом частном случае необходимо путем электрического моделирования находить значение безразмерного интеграла Ф, характеризующее температурное поле [8].

Существуют и другие методики расчетов, основаниые на приближенных методах решения задач теплопроводности.

Глава III
СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

КЛАССИФИКАЦИЯ И ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Системой охлаждения называют ту часть холодильной установки, которая расположена между регулирующим вентилем и всасывающим патрубком компрессора. Она состоит из аппаратов, трубопроводов, и вспомогательных элементов. Назначение охлаждающей системы — поддерживать заданный температурно-влажностный режим в камерах.

Каждая охлаждающая система включает в себя систему распределения рабочего вещества по потребителям холода и систему отвода теплоты от потребителей холода.

К охлаждающим системам предъявляют следующие основные требования:

распределение рабочего вещества по всем потребителям холода, пропорциональное их тепловым нагрузкам; при этом приборы охлаждения должны работать с максимальной эффективностью при минимальной металлоемкости их;

надежное поддержание заданного технологического режима в охлаждаемых объектах (камеры холодильников, технологические аппараты различного назначения);

безопасность эксплуатации (большинство аварий или аварийных ситуаций на холодильных установках происходит из-за конструктивных недостатков охлаждающей системы или неправильной ее эксплуатации);

простота и гибкость эксплуатации — удобство переключений потребителей холода, наглядность схемы, простота и удобство очистки ее от загрязнений, масла, инея;

экономичность как по первоначальным затратам, так и в процессе эксплуатации.

Охлаждающие системы классифицируют по способу распределения рабочего вещества по потребителям холода и по способу отвода теплоты от потребителей холода.

По первому признаку различают системы непосредственного охлаждения (безнасосные и насосные) и системы с жидкими хладоносителями открытого или закрытого типа.

Отвод теплоты от охлаждаемых объектов и продуктов может осуществляться охлаждающими системами при различных условиях. В каждом конкретном случае в зависимости от условий отвода теплоты к названию системы добавляют ее характеристику по этому признаку. Так, если отвод теплоты осуществляется насосно-циркуляционной системой при естественной конвекции с помощью батарей, то к названию системы — насосно-циркуляционная добавляют слова «с батарейным охлаждением».

Если в камерах и аппаратах создают искусственную циркуляцию воздуха (включая его движение с большой скоростью с применением воздухоохладителей), то возможны три случая: воздух омывает неподвижный продукт (система с воздушным охлаждением); охлаждается подвижный слой продукта (система с псевдоожижением); охлаждается неподвижный продукт в условиях омывания его воздухом и насадкой (система с псевдоожиженной насадкой).

Если продукт охлаждается непосредственно в контакте с жидкостью, то системы называют системами с контактным охлаждением (в рассолах, криогенных жидкостях). Если продукт охлаждается при непрямом контакте с теплоотводящей средой, системы (или аппараты) называют системами плиточного охлаждения (охлаждение продукта хладагентом или хладоносителем через разделяющую стенку плиты или блока); если продукт охлаждается посредством лучистого теплооб-

мена в воздушной среде, систему называют системой радиационновоздушного охлаждения; если охлаждение осуществляется с помощью лучистого теплообмена с теплоотводом от продукта или без него в вакууме — системой сублимационного или вакуум-испарительного охлаждения.

Когда отвод теплоты от продуктов и ограждающих конструкций холодильника осуществляется раздельно, т. е. внешние теплопритоки по отношению к охлаждаемому объекту «перехватываются» специальными устройствами, то их называют системами с внекамерным отводом внешних теплопритоков.

Безнасосная система непосредственного охлаждения состоит из приборов охлаждения, в которые хладагент поступает непосредственно от регулирующего вентиля. Она включает в себя все элементы, составляющие низкотемпературную часть холодильной установки (от регулирующего вентиля до всасывающего патрубка компрессора).

Насосно-циркуляционная система непосредственного охлаждения состоит из приборов охлаждения, в которых циркуляция жидкого хладагента в низкотемпературном контуре осуществляется с помощью специального насоса.

Система с промежуточным хладоносителем отличается от описанных тем, что в ее приборах охлаждения циркулирует жидкость, охлаждаемая в испарителях холодильной установки. Охлажденная жидкость из испарителя с помощью циркуляционного насоса подается в приборы охлаждения камер, откуда после подогрева она вновь возвращается в испаритель. Хладоноситель может находиться в непосредственном контакте с охлаждаемым воздухом (мокрые воздухоохладители) или циркулировать в трубах (сухие воздухоохладители).

Система смешанного охлаждения — это совокупность систем батарейного и воздушного охлаждения, которые в зависимости от заданного режима работы камеры могут действовать одновременно либо раздельно. Каждая из перечисленных систем охлаждения имеет свою область применения, определяемую требованиями холодильной технологии и технико-экономическими расчетами. Так, например, при батарейном охлаждении общая длина труб часто исчисляется десятками километров и их масса составляет до 80% массы всего металла, расходуемого на холодильную установку в целом. Естественно, что переход с батарейного на воздушное охлаждение значительно снижает потребность в трубах.

Чаще всего выбор системы охлаждения определяется на основании технико-экономического сопоставления различных систем с учетом затрат на капиталовложения холодильника и его эксплуатационные расходы, при условии удовлетворения основных требований, предъявляемых к охлаждающим системам.

БЕЗНАСОСНЫЕ СИСТЕМЫ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

По способу питания охлаждающих приборов хладагентом безнасосные системы непосредственного охлаждения подразделяют на прямоточные и с отделителем жидкости. Каждая из этих систем имеет много разновидностей.

Прямоточные системы

Прямоточная система (рис. III.1) предусматривает подачу хладагента через регулирующий вентиль непосредственно в батареи и отсос из них паров в компрессор. Жидкий хладагент подается в батареи за счет разности давлений конденсации и испарения.

Для интенсивной теплопередачи батарей необходимо хорошее заполнение их хладагентом. Но это часто приводит к работе компрессора влажным ходом, что неэкономично и опасно. Если из батареи выходят перегретые пары, ее теплопередача ухудшается из-за уменьшения температурного перепада между воздухом и хладагентом и снижения коэффициента теплоотдачи от пара к поверхности трубы. Чтобы обеспечить хорошее заполнение батареи жидким хладагентом и избежать всасывания влажных или чрезмерно перегретых паров компрессором, в этой системе применяют пароосушитель — сосуд, в котором капли жидкости отделяются от пара (рис. III.2). Жидкость из сосуда подается повторно в приборы охлаждения. Основные недостатки этой системы — большой расход труб (на соединительные трубопроводы) и арматуры, неполное заполнение батарей хладагентом, трудноконтролируемое распределение хладагента по батареям, особенно

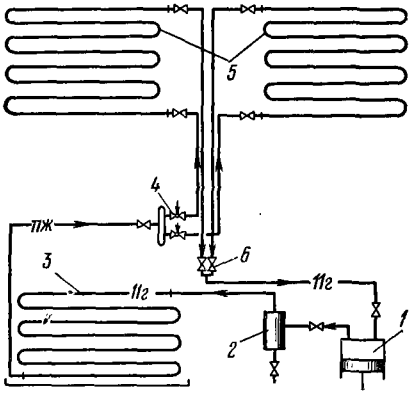


Рис. III.1. Простейшая прямоточная система непосредственного охлаждения:

1 — компрессор; *2* — маслоотделитель; *3* — конденсатор; *4* — регулирующий вентиль; *5* — батарея; *6* — паровой вентиль.

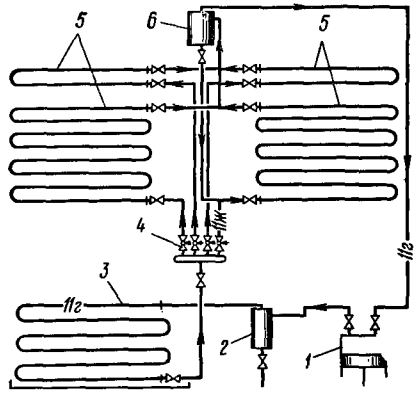


Рис. III.2. Прямоточная система с пароосушителем:

1 — компрессор; *2* — маслоотделитель; *3* — конденсатор; *4* — регулирующий вентиль; *5* — батарея; *6* — пароосушитель.

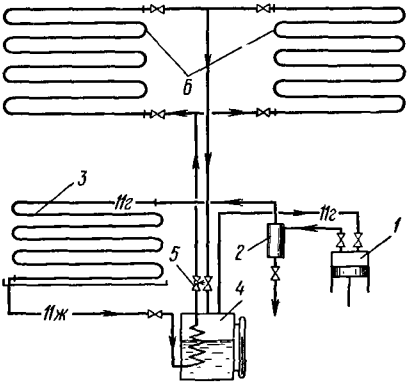


Рис. III.3. Прямоточная система с аккумулятором:

1 — компрессор; *2* — маслоотделитель; *3* — конденсатор; *4* — аккумулятор; *5* — регулирующий вентиль; *6* — батарея.

в условиях нестационарного режима эксплуатации камер. Поэтому такие системы используют лишь на небольших холодильниках и фреоновых установках.

Прямоточная система имеет ряд разновидностей. Одна из них (с аккумулятором) показана на рис. III. 3. Жидкий хладагент, поступающий из конденсатора, перед регулирующим вентилем переохлаждается в змеевике аккумулятора за счет испарения жидкости, уносимой из батарей парами хладагента. В результате этого температура хладагента перед регулирующим вентилем понижается, что уменьшает выделение паров при дросселировании и значительно улучшает распределение жидкого хладагента, особенно в развитых многоэтажных схемах. В установках двухступенчатого сжатия подача жидкого хладагента в батареи камеры осуществляется за счет перепада давлений в промежуточном сосуде и испарительной системе. При подаче жидкости в батареи верхних камер ее давление падает на величину соответствующего гидростатического столба, вызывая парообразование. В результате паросодержание и гидравлическое сопротивление парожидкостной смеси возрастают.

В энергетическом отношении система с аккумулятором никаких преимуществ не имеет, так как в ней переохлаждение жидкости, подаваемой к регулирующему вентилю, осуществляется за счет испарения жидкости, отделенной от пара, поступающего в аккумулятор. Последнее обстоятельство приводит к тому, что в установках с аккумулятором влажность пара, выходящего из испарителя, может изменяться лишь в узких пределах. При поступлении в аккумулятор паров большой влажности жидкость может переполнить его и вызвать гидравлические удары в компрессоре, при поступлении в аккумулятор сухого или перегретого пара условия теплопередачи в батареях могут ухудшиться из-за недостаточного заполнения их жидким хладагентом.

Основным достоинством установок с аккумулятором является простота в регулировании и поддержании нормального режима работы, который настраивается по уровню жидкого хладагента в аккумуляторе. Из-за перечисленных выше недостатков такие установки широкого распространения в промышленности не получили, однако часто можно встретить безнасосные системы, у которых на паровом трубопроводе перед компрессором устанавливают ресиверы, выполняющие функцию аккумулятора и пароосушителя, вместимость которых выбирают в зависимости от количества хладагента, находящегося в системе. Обычно рекомендуется устанавливать два защитных ресивера, которые попеременно включаются в работу, в соответствии с требованиями техники безопасности.

Пары хладагента из приборов охлаждения отсасываются компрессором через первый вертикальный защитный ресивер. При накоплении в этом ресивере жидкости до 70% объема он отключается от системы. В работу включается другой такой же ресивер. Из первого ресивера после его отключения жидкий агент передавливается горячими парами на регулирующую станцию и далее в приборы охлаждения. Если ресиверы оборудуют змеевиками для выпаривания части жидкости из них, как в аккумуляторах, за счет переохлаждения хладаген-

та, подаваемого через дроссельный вентиль, то в этом случае системы работают лучше. Это объясняется тем, что понижается температура жидкости перед дросселированием (в результате уменьшается парообразование при дросселировании) и в трубах течет двухфазный поток с малым количеством пара. Если учесть, что удельный объем пара аммиака при $t_0 = -30°C$ в 600 раз больше удельного объема жидкости (для R12 — в 250 раз), то в системах без переохлаждения жидкости перед дросселированием по трубам в основном протекает пар. Включение регенеративного теплообменника в пароосушитель позволяет переохладить жидкость перед дросселированием и сохранить однофазный поток жидкости в трубе, который легче перераспределить в разветвленной сети потребителей. Включение пароосушителей в прямоточные системы допускает некоторое переполнение жидкостью приборов охлаждения. Обеспеченность приборов охлаждения жидким хладагентом оценивают по кратности циркуляции[1].

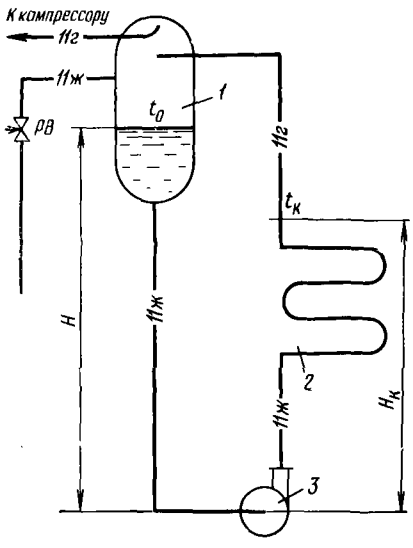


Рис. III.4. Система охлаждения аммиаком, используемым в качестве хладоносителя:
1 — отделитель жидкости; 2 — охлаждающий прибор; 3 — насос.

В системе непосредственного охлаждения с переохлажденным хладагентом (рис. III.4) по батареям циркулирует переохлажденный жидкий аммиак. Жидкий хладагент из линейного ресивера дросселируется в отделитель жидкости *1*, а пары хладагента отсасываются из него компрессором. Жидкий хладагент при температуре кипения t_0 опускается по вертикальному трубопроводу к насосу *3*, который подает его к приборам охлаждения *2*. Переохлаждение аммиака достигается тем, что перед насосом он находится под давлением, превышающим давление насыщения на величину $H\rho$. В охлаждающих приборах температура жидкости повышается на 1—3°С, а давление несколько понижается, что приводит к уменьшению переохлаждения.

При подъеме жидкости по вертикальному трубопроводу ее давление падает вследствие уменьшения влияния столба жидкости и потери

[1] Под кратностью циркуляции n понимают отношение массы хладагента, подаваемого в приборы охлаждения, к массе хладагента, испаряющегося в них ва единицу времени.

В стационарном режиме работы в приборы охлаждения достаточно подавать столько жидкости, сколько ее испаряется, т. е. в этом случае соблюдается условие $n = 1$. Если учесть, что охлаждающие системы работают при нестационарном режиме и тепловой поток к охлаждающим приборам перемеиный во времени, то для обеспечения работы холодильной установки подачу хладагента в систему необходимо осуществлять при условии $n > 1$.

давления из-за гидравлических сопротивлений, а температура намного повышается за счет притока теплоты от окружающей среды. В результате аммиак на некоторой высоте H становится насыщенным, и в этой зоне происходит его вскипание. Затем температура и давление его понижаются соответственно до t_0 и p_0, которые задаются технологическими режимами.

Системы с отделителем жидкости

В системе с отделителем жидкости хладагент после регулирующей станции подается в батареи через специальный сосуд — отделитель жидкости, что позволяет улучшить заполнение батарей жидким хладагентом и обеспечить нормальную его циркуляцию. В настоящее время эту систему применяют только для холодильников вместимостью до 1000 т.

Принципиальная схема системы с отделителем жидкости, используемая на трехэтажном холо-

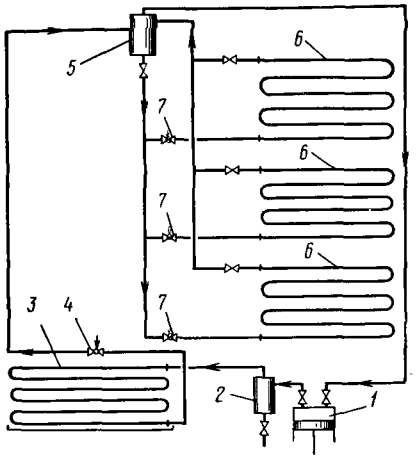


Рис. III.5. Прямоточная система непосредственного охлаждения с отделителем жидкости:

1 — компрессор; *2* — маслоотделитель; *3* — конденсатор; *4* — регулирующий вентиль; *5* — отделитель жидкости; *6* — батарея; *7* — регулирующий вентиль.

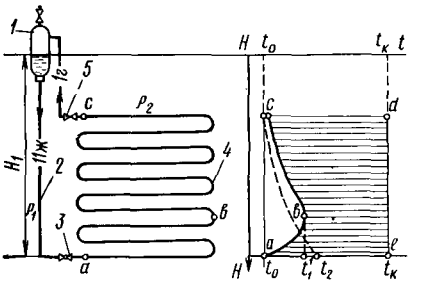


Рис. III.6. Влияние гидростатического столба жидкости на теплопередачу батарей:

1 — отделитель жидкости; *2* — жидкостный трубопровод; *3* — жидкостный вентиль; *4* — батарея; *5* — паровой вентиль.

дильнике, показана на рис. III.5. Циркуляция хладагента в ней осуществляется следующим образом. От регулирующей станции парожидкостная смесь направляется в отделитель жидкости, где происходит отделение жидкости от пара. Отделившиеся пары отсасываются компрессором, а жидкость самотеком направляется в батареи камер холодильника. В батарее хладагент, поглощая теплоту, испаряется и в виде влажного пара поступает обратно в отделитель жидкости. Из отделителя жидкости сухой насыщенный пар отсасывается компрессором, а неиспарившаяся жидкость вторично направляется в батареи системы.

Напор $\Delta p_ц$, необходимый для такой циркуляции хладагента, создается разностью весов столбов жидкости и пара в трубопроводах, подающем жидкость и отсасывающем пар. Таким образом

$$\Delta p_ц = 9{,}81 H_1 (\rho_1 - \rho_2),$$

где H_1 — высота уровня жидкого аммиака в циркуляционном контуре батареи (рис. III. 6); ρ_1 — плотность жидкости; ρ_2 — плотность парожидкостной смеси в батарее и трубопроводе отсоса паров в отделитель жидкости.

При параллельно включенных батареях циркуляционный контур распадается на ряд параллельных, соответствующих ему контуров, в которых циркулирует парожидкостная смесь.

Таким образом, регулирование подачи жидкости осуществляется с помощью вентилей, устанавливаемых до и после каждой батареи, либо с помощью группы параллельно включенных батарей каждой камеры холодильника. Поэтому жидкостные вентили батарей обычно являются регулирующими, что облегчает правильное распределение хладагента.

На многих холодильниках жидкий хладагент подавали в батареи камер всех этажей из одного отделителя жидкости (см. рис. III.5). Это вызывало энергетические потери, так как для достижения нужной температуры, особенно на нижних этажах, температуру кипения хладагента снижали для компенсации влияния $H\rho$, что снижало холодопроизводительность установки и затрудняло регулирование подачи жидкого хладагента в батареи. Поэтому обычно отделители жидкости устанавливают на каждом этаже, а затем их объединяют по температурам кипения хладагента.

Основные особенности тепловых и гидравлических процессов, происходящих в этих системах, рассматриваются ниже. Системы непосредственного охлаждения с отделителем жидкости, несмотря на широкое распространение на холодильниках, имеют существенные недостатки. Главные из них следующие:

трудность равномерного регулирования подачи жидкого аммиака к потребителям холода и отсоса пара, особенно в разветвленных системах холодильников. Это приводит к недостаточно эффективному использованию приборов охлаждения, нарушению температурного режима камер, а также отрицательно сказывается на работе компрессоров;

возможность возникновения гидравлических ударов в компрессорах. Применяемые способы предупреждения гидравлических ударов ухудшают теплопередачу приборов охлаждения камер вследствие недостаточного заполнения их жидким аммиаком. Переполнение системы или отдельных батарей хладагентом вызывает необходимость дросселирования влажного пара на всасывающей стороне компрессора, что приводит к снижению мощности компрессоров и перерасходу электроэнергии;

большой расход хладагента на заполнение системы;

затруднения в автоматизации работы отдельных приборов охлаждения и системы в целом;

повышенный расход цельнотянутых труб на приборы охлаждения, особенно при отсутствии ребер на трубах;

ухудшение работы приборов охлаждения вследствие влияния гидравлического столба на их теплопередачу;

значительное загрязнение системы маслом, ухудшающее теплопередачу батарей.

Крупные аммиачные установки не всегда полностью автоматизированы и обычно работают при $n < 1$, что обеспечивает поступление в компрессор перегретых паров. Но в этом случае эффективность теплопередачи батарей уменьшается на 20—30%. Кроме того, при разветвленной сети раздачи хладагента по приборам охлаждения самые отдаленные из них всегда работают при недостаточном заполнении. Для устранения указанных недостатков прибегают к модернизации безнасосных систем охлаждения и к отделителям жидкости дополнительно подсоединяют горизонтальные или вертикальные сосуды большей вместимости (ресиверы), которые могут воспринять жидкий хладагент выбрасываемый из испарительной системы при резком изменении давления кипения. Такие системы можно рассматривать как промежуточный этап при переходе к насосной циркуляции хладагента в приборах охлаждения.

НАСОСНО-ЦИРКУЛЯЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

Эти системы разделяются на две группы: с напородержателями и прямоточные.

Напородержатели создают давление (за счет столба жидкости), необходимое для распределения хладагента по приборам охлаждения. В системах с напородержателем напор насоса используется только для подачи жидкого хладагента в верхнюю точку системы, а затем жидкость в системе движется самотеком.

В прямоточной системе жидкость после насоса поступает параллельно либо последовательно в приборы охлаждения, из которых частично возвращается для повторной циркуляции. В таких системах напор, создаваемый насосом, можно полностью использовать для изменения количества подаваемого хладагента по потребителям в зависимости от величины тепловых нагрузок. Применение насоса существенно усиливает циркуляцию жидкости. Производительность его выбирают такой, чтобы в период максимальной тепловой нагрузки кратность циркуляции достигала 4—5. Это обеспечивает хорошее заполнение приборов охлаждения, большие значения коэффициента теплопередачи, равномерное распределение хладагента по приборам охлаждения, что особенно важно для аппаратов, работающих при больших удельных тепловых потоках.

Системы с напородержателями

К системам с напородержателями относится насосно-циркуляционная система с батареями «каскад». Впервые ее предложил инженер Б. Щербаков. Конструкция батареи обеспечивает каскадное течение жидкости с верхней трубы на нижнюю при ее заполнении на 30—35% и предусматривает промежуточный отбор пара.

Такая система применяется на производственных холодильниках в камерах с резко переменными тепловыми нагрузками (камеры охлаждения, замораживания).

Принципиальная схема насосно-циркуляционной системы с батареями «каскад» показана на рис. III.7.

Жидкий аммиак из конденсатора или промежуточного сосуда двухступенчатой установки поступает через соленоидный вентиль, управляемый дистанционным указателем уровня, в циркуляционный ресивер. Вместо соленоидного можно использовать поплавковый вентиль.

Из ресивера жидкий аммиак подается центробежным насосом *5* в распределительный сосуд *6*, установленный в верхней точке системы. Регулирование количества подаваемой жидкости осуществляется с помощью байпасной линии, установленной между насосом и ресивером, через которую при необходимости излишки жидкости возвращаются в ресивер. Из распределительного сосуда жидкий аммиак поступает по сливному трубопроводу в напородержатель верхнего этажа, а оттуда — в батареи камеры.

Жидкий аммиак движется по шлангам батареи и испаряется. Пары отделяются от жидкости, отбираются через пароотводчики, соединяющие шланги батареи с ее паровым коллектором, и направляются через паровую магистраль в распределительный сосуд, откуда проходят по всасывающему трубопроводу в компрессор. К паровой магистрали подключена уравнительная линия от циркуляционного ресивера. Она служит для удаления из него паров, образующихся при дросселировании, а также в результате поступления теплоты к ресиверу.

Неиспарившаяся жидкость из батарей стекает в сливной трубопровод, а оттуда — в напородержатель, расположенный на нижнем этаже. Таким же образом происходит движение жидкости и паров в батареях камер нижних этажей. Из батарей первого этажа жидкий аммиак по сливному трубопроводу возвращается в циркуляционный ресивер. Питание потолочных и пристенных батарей жидким аммиаком может быть как параллельным, так и последовательным.

Подача жидкого аммиака на каждую батарею определяется сечением диафрагмы *11* и высотой гидравлического напора жидкости над нею, создаваемого напородержателем *9*. Для обеспечения надежной работы диаметр сечения диафрагмы должен быть не менее 6 мм. Заменять диафрагмы регулирующими вентилями не рекомендуется, так как при чрезмерном открытии одного из них может быть нарушено питание жидким аммиаком остальных батарей.

Соленоидные вентили, питающие батареи каждой из камер, приводятся в действие от установленных в них термостатов. При достижении в камере заданной температуры вентиль закрывается, прекращая подачу жидкости в батареи; при повышении температуры вентиль открывается и питание батарей жидким аммиаком возобновляется. В процессе эксплуатации на поверхности приборов охлаждения оседает иней, который периодически необходимо удалять с помощью паров аммиака после предварительного прекращения подачи в них жидкости и отключения батарей данной камеры от системы охлаждения.

Уровень заполнения батарей жидким аммиаком с диаметром труб

50 мм должен быть 10—15 мм. Более высокий уровень заполнения не требуется, так как при этом увеличивается расход жидкости, подаваемой в батареи.

На рис. III. 8 приведен график изменения коэффициента теплопередачи оребренных потолочной и пристенной батарей «каскад» в зависимости от их заполнения жидким аммиаком для условий сухого теплообмена, т. е. когда на трубах и ребрах не выпадает кон-

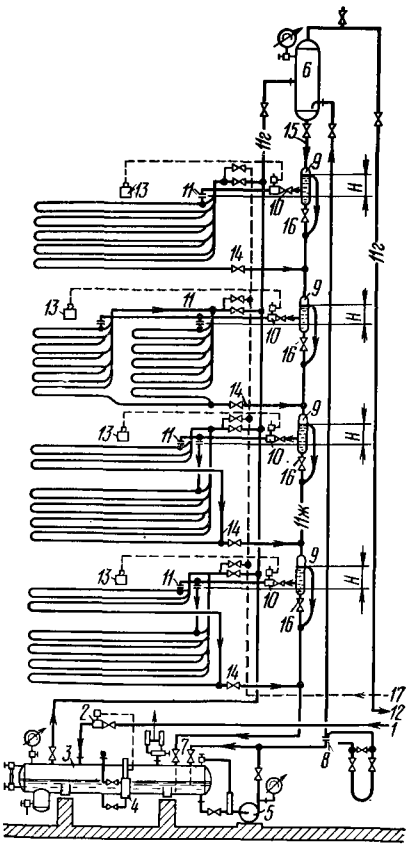


Рис. III.7. Система охлаждения с батареями «каскад»:

1 — жидкостный трубопровод; *2* — соленоидный вентиль; *3* — циркуляционный ресивер; *4* — дистанционный указатель уровня; *5* — центробежный насос; *6* — распределительный сосуд; *7* — жидкостный вентиль (байпас); *8* — сопло; *9* — напородержатели; *10* — солеиоидные вентили; *11* — диафрагмы; *12* — всасывающий трубопровод; *13* — термостат; *14* — сливной трубопровод; *15* — сливной трубопровод; *16* — запорный вентиль; *17* — магистраль горячих паров.

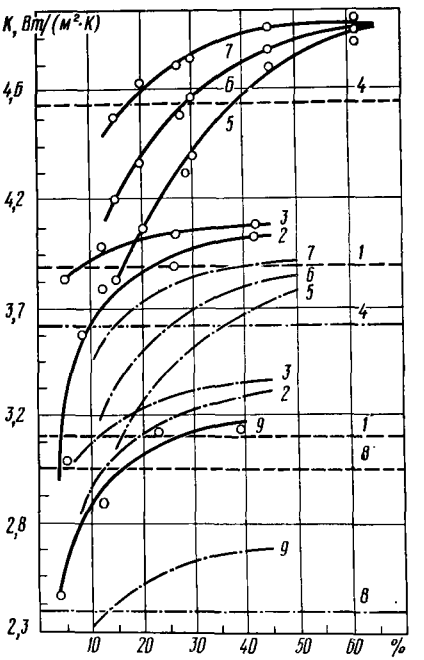


Рис. III.8. Изменение коэффициента теплопередачи ребристых батарей «каскад» в зависимости от степени заполнения жидким аммиаком:

пристенной двухрядной батареи для режимов: затопленного (*1*), верхней подачи (*2*), верхней подачи с затоплением нижних труб батарей на 0,46 м высоты (*3*); пристенной оребренной батареи для режимов: затопленного (*4*), верхней подачи (*5*), верхней подачи с затоплением нижних труб батарей на 0,37 м высоты (*6*); верхней подачи с затоплением нижних труб батарей на 0,63 м высоты (*7*); потолочной трехрядной батареи для режимов затопленного (*8*), верхней подачи (*9*).

Сплошные кривые относятся к условиям сухого теплообмена при температурном напоре 10—13°С, штрихпунктирные — для температур воздуха в камере —18°С при температурном перепаде 10°С.

денсат, при температурном напоре, равном 10—13°С, при каскадном и затопленном режимах.

Менее интенсивная теплопередача в каскадных батареях с уменьшенным заполнением (в сравнении с затопленными) объясняется тем, что в верхней части поверхности труб, омываемой паром, интенсивность теплообмена между стенкой и аммиаком значительно меньше, чем для участка трубы, омываемой жидкостью. Это приводит к повышению температуры стенки трубы и соответствующему снижению температурного перепада между воздухом и внешней теплопередающей поверхностью батарей. Ребристые батареи при естественной конвекции воздуха и при каскадном режиме следует заполнять жидким аммиаком на 20—25%. Уровень заполнения труб зависит от количества подаваемой жидкости и скорости ее течения, а также от длины шлангов батарей на горизонтальных участках.

Чем ниже уровень жидкости в батарее, короче шланг между двумя смежными пароотводчиками, тем суше пар и хуже теплообмен в этой части трубы. Поэтому эффективность теплопередачи в коротких шлангах меньше, чем в длинных.

Для уменьшения количества циркулирующей жидкости в системе надо увеличивать длину шлангов батарей. Это позволяет уменьшить число батарей в камере, подключать их последовательно по ходу жидкости (из потолочных батарей жидкость поступает в пристенные).

Испытания и промышленная эксплуатация показали, что батареи «каскад» чувствительны к перебоям в подаче жидкого аммиака. Поэтому для нормальной работы малоемкой системы необходимо обеспечить бесперебойную и безотказную работу циркуляционного насоса.

При остановке насоса весь жидкий аммиак свободно сливается в ресивер, в связи с чем для обеспечения требований безопасности вместимость ресивера должна быть достаточной. Часто для уменьшения количества сливаемой жидкости при остановке насоса некоторую часть жидкого аммиака (около 30—50%), заполняющего батареи, «запирают» в нижних трубах, сохраняя в верхних каскадный режим течения. Для этого к паровому коллектору батареи (на половине его высоты) подключают переливную трубу, через которую сливается жидкий аммиак.

При резкопеременных тепловых нагрузках излишек жидкости, выброшенный из нижних труб в верхние трубы каскадной части батарей, сливается по переливной трубе батареи. Такая система обеспечивает работу компрессора без влажного хода и улучшает теплопередачу воздухоохладителей.

К системам с напородержателями относится также насосно-циркуляционная система с трехтрубной батареей. Конструкция батареи обеспечивает внутреннюю самоциркуляцию хладагента за счет частичного выброса жидкости паром из нижней трубы в верхние. Принципиальная схема ее представлена на рис. III.9.

Жидкий хладагент из конденсатора поступает через регулирующий вентиль в отделитель жидкости *10*, из которого сливается в циркуляционный ресивер *1*. Из ресивера аммиак подается насосом *2* в напородержатель *3*, установленный на верхнем этаже холодильника. Из

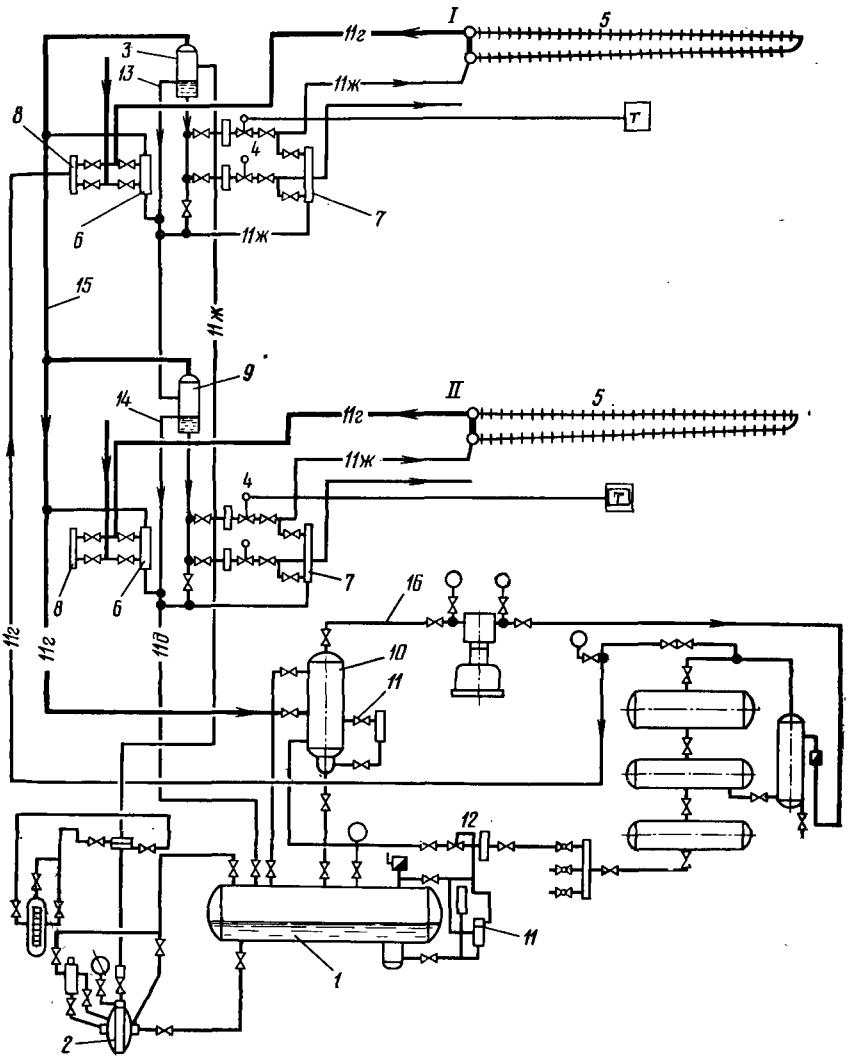


Рис. III.9. Циркуляционная автоматизированная система охлаждения ВНИХИ:
1 — циркуляционный ресивер; *2* — насос; *3, 9* — напородержатели; *4* — соленоидные вентили; *5* — охлаждающие батареи; *6* — паровые коллекторы; *7* — коллекторы для слива жидкости после оттаивания; *8* — коллекторы для подачи горячих паров для оттаивания; *10* — отделитель жидкости; *11* — указатель уровня; *12* — соленоидный вентиль; *13, 14* — жидкостные трубопроводы; *15* — магистральный паровой трубопровод; *16* — паровой отсасывающий трубопровод.

напородержателя часть жидкости поступает в батареи данного этажа *5*, а ее избыточное количество по переливному трубопроводу поступает в напородержатель нижнего этажа и используется для питания батарей камер. Избыточное количество аммиака из этого напородержателя возвращается в ресивер *1*. Переливные трубопроводы напородержателей монтируют на уровне нижней образующей верхних коллекторов бата-

рей *5*. Из батарей пары хладагента поступают в паровой коллектор *6*, а из них — в магистральный трубопровод отсоса паров в отделитель жидкости, откуда они отсасываются компрессором. В случае попадания жидкости в паровые коллекторы она самотеком поступает в трубопровод перелива и слива и сливается в циркуляционный ресивер.

Коллекторы *6* и *7* выполняют двойную функцию. Коллектор *6* служит для сбора пара (левая его часть) и для подачи горячих паров в батарею при их оттаивании от инея (правая часть). Коллектор *7* предназначен для подачи жидкого хладагента для питания батарей (левая его часть) и для удаления жидкости из батарей при их оттаивании (правая часть).

Из отделителя *10* жидкость самотеком сливается в ресивер. Для обеспечения свободного слива хладагента отделитель соединяется с ресивером уравнительным паровым трубопроводом. К отделителю жидкости *10* подключен дистанционный указатель уровня жидкого хладагента.

Для данной системы применяют батареи *5* двух типов: пристенные (трехтрубные, оребренные, с внутренней самоциркуляцией жидкого аммиака) и потолочные, располагаемые над грузовым проходом камер (*эти батареи представляют собой группу таких же батарей, как и пристенные*, но только объединенных между собой общими коллекторами).

Пристенная батарея состоит из двух верхних труб, соединенных последовательно с одной нижней. Верхние трубы вварены в горизонтальный паровой коллектор и соединены между собой калачом. Один конец нижней трубы присоединяется к паровому коллектору с помощью штуцера, другой — к калачу верхних труб с помощью полукалача.

Нижняя труба имеет подъем в сторону калача, что облегчает удаление из нее паров в верхние трубы. Батарея монтируется с некоторым уклоном в сторону парового коллектора, что достигается креплением батарей на подвесках разной длины. Последнее улучшает циркуляцию хладагента по трубам. Подвод жидкости и ее слив осуществляются через специальный штуцер в нижней трубе батареи. Пары аммиака отводятся из батарей через штуцер в паровом коллекторе.

В верхние трубы жидкость попадает из нижней трубы в результате ее выброса, поэтому они заполняются хладагентом частично. С повышением плотности теплового потока соответственно увеличивается самоциркуляция жидкого аммиака в батарее. В то же время количество жидкости, которое находится в батарее, практически остается неизменным и составляет около 33% ее объема.

Практически значение коэффициента теплопередачи пристенных и потолочных оребренных батарей при температурном напоре, равном 10°С, составляет около 4 Вт/(м² · К). Причем коэффициент теплопередачи верхних труб меньше, чем нижних, так как верхние трубы меньше заполнены жидкостью.

При создании насосных систем, которое шло по пути исправления недостатков безнасосных систем, часто принимали инженерные решения без достаточного учета процессов, протекающих в аппаратах. Поэтому первые конструкции систем с напородержателями обладали одинаковыми недостатками.

Напор, создаваемый насосом, нельзя было использовать для распределе-

ния хладагента по приборам охлаждения, так как жидкость из напородержателей сливалась самотеком так же, как из отделителя жидкости. Напор же, создаваемый в напородержателе, всегда был недостаточным для преодоления гидравлического сопротивления сети, поэтому батареи работали с небольшим заполнением жидкости и, следовательно, с низкой эффективностью процесса теплопередачи.

Другим недостатком была зависимость работы нижних батарей от верхних, а эффективность работы приборов охлаждения данного этажа от плотности теплового потока. Частичное заполнение сечения труб хладагентом и разделение жидкой и паровой фаз усложняло конструкцию приборов охлаждения. Наиболее сложными в изготовлении были батареи типа «каскад». В трубе создавалось только раздельное движение жидкости и пара, а, как известно, теплопередача приборов охлаждения при таком режиме течения малоинтенсивна. Коэффициент теплоотдачи от пара к внутренней поверхности трубы в 10 раз меньше, чем от жидкости к стенке трубы, и для оребренных аппаратов с плотностью теплового потока, отнесенного к внутренней поверхности труб порядка 1000 Вт/м², ребра работают с малой эффективностью. Так, для воздухоохладителей из ребристых труб с коэффициентом оребрения больше 10, разность температур по стальному ребру при его высоте 30 мм, толщине 1 мм и толщине инея в 2 мм в начале его работы в лобовой части составляет 6,4° С и в кормовой — 5,5° С. Степень эффективности ребра при скорости воздуха 7 м/с, температуре кипения —33° С и температуре набегающего потока воздуха —18° С составляет всего 0,5 против 0,65—0,7 для полностью заполненных труб. Это свидетельствует о недостаточном количестве жидкости в приборах охлаждения даже при заполнении их жидкостью на 30 % сечения труб.

Увеличение напора жидкости за счет подъема напородержателей до 1,2 м не дало ощутимого эффекта, так как сопротивление сети требовало подъема его до 2,5—3,0 м, а это нарушало принцип последовательной подачи жидкости с этажа на этаж. Кроме того, трехтрубные батареи при напоре больше чем 350 мм из малоемких превращались в полностью затопленные батареи. Их специфическая конструкция и монтаж с уклоном создавали паровые пробки, препятствующие естественной циркуляции хладагента.

Рассмотренные насосно-циркуляционные системы с батареями «каскад» и трехтрубной конструкции, несмотря на перечисленные недостатки, послужили основой современных охлаждающих систем, так как в них был заложен главный принцип — создание принудительной циркуляции неиспарившегося хладагента в низкотемпературном контуре с помощью насоса. Эти системы создали условия, предотвращающие гидравлические удары в компрессорах за счет разделения пара и жидкости в самих приборах охлаждения и применения защитных емкостей — циркуляционных ресиверов.

Прямоточные системы

К прямоточным относятся насосно-циркуляционные системы с параллельной раздачей жидкого хладагента. По сравнению с системами с напородержателями они в большей степени отвечают требованиям, предъявляемым к современным охлаждающим системам. Системы с параллельной раздачей хладагента могут быть с верхней и нижней подачей.

Система с нижней подачей хладагента в батареи показана на рис. III.10. Из вертикального циркуляционного ресивера *4* хладагент забирается насосом *1* и нагнетается в трубопровод, после чего параллельно раздается по этажам и приборам охлаждения. Хладагент подается в нижние трубы батарей *2* и *3*. Неиспарившаяся часть хладагента вместе с паром возвращается в циркуляционный ресивер по одному трубопроводу, где пар отделяется и отсасывается компрессором, а

жидкость вновь насосом подается в приборы охлаждения. Пополнение системы жидким хладагентом осуществляется через регулирующий вентиль или поплавковый регулирующий вентиль автоматически.

Назначение коллекторов такое же, как и в предыдущих схемах.

Для охлаждающих систем, где используются пристенные гладкотрубные батареи, имеющие много труб по высоте, применяют верхнюю подачу жидкого хладагента. Эта система охлаждения отличается от системы, приведенной на рис. III.10, тем, что хладагент подается в верхнюю часть батареи, по которой она стекает самотеком. В остальном она такая же, как и система с нижней подачей хладагента. В системах с верхней подачей хладагента устраняется нежелательное влияние гидростатического столба жидкости на температуру кипения, которое становится заметным в случае применения многорядных горизонтально-трубных пристенных батарей при нижней раздаче жидкости.

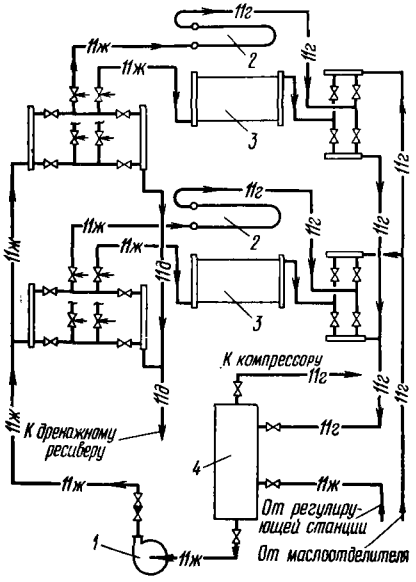


Рис. III.10. Система охлаждения с нижней подачей холодильного агента:
1 — насос; *2, 3* — охлаждающие батареи; *4* — циркуляционный ресивер.

Поэтому в насосных системах применяют длинношланговые одно- и двухрядные змеевиковые батареи, эффективность теплопередачи которых одинакова как при верхней, так и при нижней раздаче жидкого хладагента. Выбор длинных шлангов для батарей объясняется тем, что в них формируются снарядные режимы течения парожидкостной смеси. Выбор способа подачи жидкости в батареи такой конструкции определяется в основном эксплуатационными характеристиками, условиями слива хладагента, производительностью насоса и количеством вводов жидкости на объекте. Применение длинношланговых змеевиковых батарей позволило упростить схемы установок и отказаться от сложных и малонадежных устройств для распределения жидкого хладагента по многочисленным параллельным и коротким шлангам батарей.

В современных системах в целях безопасности эксплуатации холодильных машин стали применять вертикальные или наклонные циркуляционные ресиверы большой вместимости. Кратность циркуляции зависит от выбранного способа раздачи хладагента по батареям. Для схем с верхней подачей хладагента она в 1,5—2 раза больше, чем с нижней.

Основная трудность в процессе эксплуатации систем с параллельной раздачей жидкости по потребителям от насоса заключается в рав-

номерном распределении жидкости по охлаждаемым объектам. Поэтому в них для этих целей устанавливают регулирующие вентили либо дозирующие диафрагмы. Они, одновременно с дозировкой жидкости, устраняют влияние избыточного давления, создаваемого насосом, на температуру кипения хладагента в батареях. В разветвленных схемах для распределения хладагента по потребителям этажа применяют преимущественно диафрагмы, а на параллельных отводах жидкости на этаж устанавливают регулирующие вентили. Такой способ раздачи был предложен и испытан ОТИХП на разных объектах: как на одноэтажных, так и на многоэтажных холодильниках.

Диафрагмы подбирают таким образом, чтобы при любых изменениях плотности теплового потока кратность циркуляции жидкого хладагента в наиболее отдаленных приборах охлаждения была достаточной.

Сечение диафрагмы рассчитывают по известному массовому расходу хладагента G_a (в кг/с), подаваемого к данному потребителю, по следующей зависимости

$$d_д = \sqrt{\frac{4G_a}{\pi \cdot \mu} \cdot \frac{1}{\sqrt{2\Delta p_д \rho_a}}},$$

где ρ_a — плотность жидкого хладагента перед диафрагмой кг/м³; μ — коэффициент расхода, принимаемый в пределах 0,62—0,65; $\Delta p_д$ — разность давлений жидкого хладагента до и после диафрагмы, кПа.

При ориентировочных расчетах потери напора на этаже многоэтажных холодильников принимают равными 40—60 кПа, сопротивление охлаждающих приборов со стороны хладагента 5—15 кПа.

Количество жидкого хладагента G_a, которое необходимо подать на один ввод батареи, определяют по кратности циркуляции.

Для батарей с верхней подачей кратность циркуляции следует принимать в зависимости от длины шлангов:

Длина шланга, м	60	100	160	200	260
Кратность циркуляции	15	9	7	5	2

Необходимый расход жидкости на один ввод должен приблизительно составлять 150 кг/ч при длине 60 м и 210 кг/ч — при длине шланга 260 м [14].

При соблюдении указанных условий интенсивность теплопередачи батарей с верхней подачей жидкости будет приближаться к интенсивности батарей с нижней.

Сравнивая указанные схемы с первыми схемами насосно-циркуляционных систем, следует отметить их простоту, так как в них отсутствуют распределительные сосуды, напородержатели, раздельные паровые и жидкостные сливные трубопроводы. Преимуществами их являются также устранение влияния гидростатического столба жидкости и упрощение автоматической схемы оттаивания (последнее имеет значение в основном для воздухоохладителей).

Основные недостатки системы с верхней подачей жидкости: трудность распределения жидкости по большому количеству параллельных шлангов, увеличение массового расхода жидкости, большая вместимость циркуляционных ресиверов (они должны быть рассчитаны на прием всего жидкого аммиака каждой системы), повышенные требования в соблюдении уклонов трубопроводов раздачи хладагента по системе и недопустимость отклонения шлангов батарей от горизонтали больше чем на 0,3 диаметра трубы по их длине.

СИСТЕМЫ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ХЛАДОНОСИТЕЛЕМ

Основные сведения

В таких системах теплота от охлаждаемого объекта отводится с помощью жидкого хладоносителя, в качестве которого используют растворы различных солей (хлористого натрия NaCl, хлористого кальция $CaCl_2$, хлористого магния $MgCl_2$), а также этиленгликоль, кремнийорганические жидкости, R30, R11, аммиак в переохлажденном состоянии.

Различают закрытые и открытые системы. В закрытых системах все приборы охлаждения камер, а также испарители — закрытого типа. Наиболее распространены закрытые системы. Закрытая система охлаждения более надежна и экономична в работе, чем открытая. Основным недостатком закрытой системы является возможность замерзания рассола в трубах испарителя, когда прекращается его циркуляция или чрезмерно понижается температура кипения. Для предотвращения промерзания трубок испарителя применяют автоматические предохранительные устройства, выключающие отсос паров из испарителя, или автоматический клапан, который выпускает рассол из испарителя.

В открытых системах с промежуточным хладоносителем применяют контактные приборы охлаждения, в которых циркулирующая жидкость соприкасается непосредственно с воздухом камеры, охлаждая и осушая его, в закрытых системах — приборы охлаждения закрытого типа (потолочные, пристенные батареи и воздухоохладители).

Батареи изготовляют из шовных труб диаметром 57 × 3 мм, которые соединяют между собой с помощью «калачей» и фланцев в шланги длиной до 200 м.

Батареи включают параллельно или последовательно. Параллельное подключение батарей позволяет уменьшить гидравлические сопротивления и увеличить разность температур воздуха камеры и циркулирующего рассола. При наличии камер с различными температурами батареи подключают последовательно. На выходе из батарей разность температур воздуха камеры и рассола должна составлять 9—10°С. Если это условие не выполняется, то часть батарей включают параллельно. Компоновку батарей или выбор поверхности одной батареи ведут исходя из условий, что общий подогрев рассола составляет 2,0—2,5°С.

В системах с промежуточным хладоносителем наличие воздуха отрицательно сказывается на работе холодильной установки: нарушается циркуляция жидкости, резко увеличивается коррозия металла; возрастает расход электроэнергии на циркуляцию, затрудняется регулирование и ухудшается теплопередача испарителя и батарей.

Для удаления воздуха из системы в верхних точках батарей и магистралей ставят вентили для его выпуска, а движение хладоносителя в системе (испарителе, батареях, магистральных трубопроводах) осуществляется снизу вверх, чтобы не допустить мешков, вызывающих воздушные пробки. Трубопроводы при монтаже располагают с соот-

ветствующим уклоном. Для систематического удаления воздуха из рассола в схемах с кожухотрубными испарителями и батареями в верхней точке системы устанавливают открытый расширительный бачок, в который наливают немного масла, чтобы предотвратить контакт воздуха с рассолом. Рассольный насос в таких системах работает только на преодоление гидравлических сопротивлений в трубопроводах и аппаратах.

Закрытые системы

Простейшая система закрытого типа, применяемая в небольших холодильниках для хранения фруктов и овощей, показана на рис. III.11. На многоэтажных холодильниках наиболее распространена закрытая

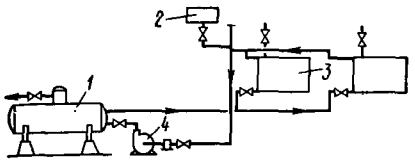


Рис. III.11. Простейшая рассольная схема закрытого типа:
1 — испаритель; *2* — расширительный бак; *3* — батарея; *4* — насос.

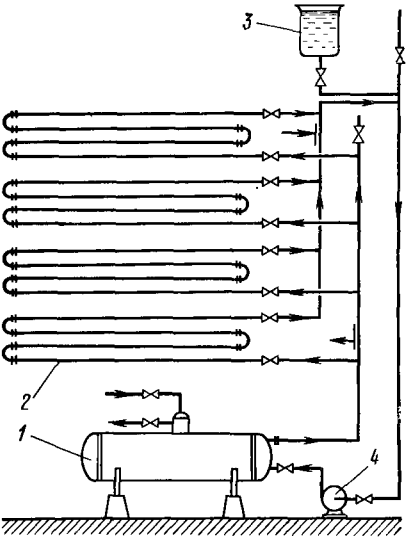


Рис. III.12. Многоэтажная трехтрубная рассольная система:
1 — испаритель; *2* — батарея; *3* — расширительный бачок; *4* — насос.

рассольная система (рис. III.12), которую называют также трехтрубной, так как в ней трубопровод отепленного рассола подключается к батареям системы с петлей, уравнивающей сопротивление движению хладоносителя для каждой батареи, т. е. путь движения жидкости в таких системах для каждой батареи одинаков.

Подачу жидкости в батареи регулируют задвижками, установленными на каждом этаже после батарей.

Преимуществами такой системы являются хорошее удаление воздуха, облегченное регулирование подачи промежуточного хладоносителя в батареи камер, уменьшенный расход электроэнергии на ее циркуляцию.

Открытые системы

В открытой системе (рис. III.13) холодная жидкость забирается насосом *4* из бака испарителя *1* и по нагнетательному трубопроводу подается в батареи *2*. Отепленный промежуточный хладоноситель из

батарей по сливной магистрали возвращается в бак открытого испарителя, причем сливная труба подводится к испарителю сверху. Для предотвращения разрыва струи на сливной трубе перед баком испарителя устанавливают задвижку, с помощью которой регулируется слив жидкости так, чтобы магистраль всегда была заполнена. Это важно для установок, работающих на растворах солей. Перед остановкой насоса задвижка закрывается во избежание переполнения бака испарителя. Чтобы устранить захват воздуха струей жидкости, конец сливной трубы рекомендуется опускать ниже уровня жидкости в баке.

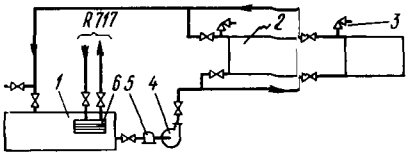


Рис. III.13. Рассольная схема с испарителем открытого типа:
1 — бак испарителя; *2* — батарея; *3* — вентиль для удаления воздуха; *4* — насос; *5* — фильтр.

Между испарителем и насосом, а также после насоса устанавливают задвижки. Их назначение — отключать насос при ремонте. Кроме того, их перекрытие при остановке насоса устраняет возможность слива промежуточного хладоносителя из нагнетательного стояка в баки испарителя. Для этой же цели после насоса устанавливают обратный клапан. Для предотвращения *перелива жидкости через бак* испарителя к нему подключают переливную трубу, соединяющую испаритель со сборным баком. При установке сборного бака его сливную трубу соединяют с канализацией. Сборный бак предназначается для хранения резерва промежуточного хладоносителя, а также для хранения всего количества рассола, сливаемого из системы при ремонте холодильной установки. Сливной бак устанавливают ниже уровня пола аппаратной, причем днище бака должно быть выше отметки канализации. Это обеспечивает полное удаление рассола из системы. Для подачи рассола из сливного бака в систему к нему подключают дополнительную приемную трубу насоса, имеющую обратный клапан с сеткой.

В системах с большим количеством циркулирующего промежуточного хладоносителя целесообразно увеличивать вместимость бака испарителя путем установки дополнительной емкости. Рассол, поступающий из камер, сливается не в бак испарителя, а в меньший отсек бака дополнительной емкости, который трубой соединен с баком испарителя. Таким образом, уровень рассола в баке испарителя и отсеке бака поддерживается одинаковым. При остановке насоса уровень рассола в отсеке повышается, и при достижении верхней кромки перегородки бака дополнительной емкости рассол переливается в больший его отсек.

В приборах охлаждения открытого типа хладоноситель интенсивно поглощает влагу из воздуха, так как его температура ниже точки росы охлаждаемого воздуха. При этом разность парциальных давлений водяного пара окружающего воздуха и у пленки рассола всегда выше соответствующей разности парциальных давлений водяного пара в окружающем воздухе и в воздухе над поверхностью воды. Объясняется это тем, что при одинаковых температурах рассола и воды парци-

альное давление водяных паров над пленкой рассола всегда ниже давления водяных паров над водой. Причем это снижение тем значительнее, чем выше концентрация рассола.

В результате этого циркулирующий рассол все время деконцентрируется и увеличивается в объеме. Для поддержания требуемой постоянной концентрации рассола необходимо влагу из рассола выпаривать или вымораживать. Однако чаще всего в деконцентрированный рассол периодически добавляют соль и этим повышают его концентрацию. Практически это осуществляют с помощью специального аппарата — концентратора рассола, включаемого в рассольную схему.

Промежуточные хладоносители

Рассолы. Основные требования, предъявляемые к рассолам: низкая температура замерзания, большая теплоемкость, небольшая вязкость, высокий коэффициент теплопроводности, химическая стойкость, безвредность. Рассол не должен оказывать значительного корродирующего действия на материалы. Кроме того, он должен быть недорогим и доступным для использования в большом количестве. Практически нет таких рассолов, которые бы полностью удовлетворяли указанным требованиям.

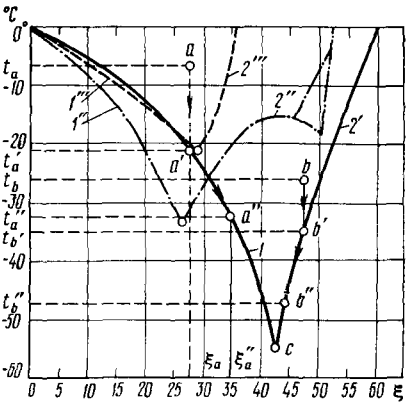


Рис. III.14. Кривые льда и насыщения водных растворов 1', 1'', 1''' — кривые выпадения льда; 2', 2'', 2''' — кривые выпадения соли; 1', 2' — для раствора $NaCl$, *1'', 2'' — для раствора* $MgCl_2$, *1''', 2''' — для раствора* $CaCl_2$.

Основное свойство водных растворов солей хлористого натрия, хлористого калия и хлористого магния состоит в том, что они не замерзают при относительно низких отрицательных температурах. Причем температура замерзания их до известного предела (состояния криогидратной точки[1]) зависит от концентрации рассола. Для каждого из рассматриваемых рассолов эта зависимость может быть представлена графически (рис. III.14). На оси абсцисс отложены значения концентрации рассола — отношение массовых частей соли к массе раствора, на оси ординат — значения температур рассола. По кривой выпадения льда *1* можно определить значение температуры t_a, до которой можно охлаждать рассол хлористого кальция данной концентраций ξ без выделения из него льда. Понижение температуры рассола ниже t_a будет сопровождаться выделением кристаллов льда, что вызывает повышение концентрации рассола до значения ξ''_a. Это

[1] Криогидратная точка определяет концентрацию и температуру рассола, при которой он замерзает в виде однородной смеси обоих компонентов.

будет продолжаться до тех пор, пока температура рассола не достигнет криогидратной точки *C*. Для NaCl она составляет —21,2°С, для $CaCl_2$ —55°С, для $MgCl_2$ —33,6°С при содержании соли, равном соответственно 28,9; 42,5 и 27,6 массовых частей на каждые 100 частей раствора.

Кривая *2*, характеризующая насыщение раствора, определяет его свойства при концентрациях, выше концентрации в криогидратной точке. У таких растворов охлаждение до температуры, лежащей ниже линии насыщения при данной концентрации ξ_b (например, от значения температуры $t_{b'}$ до $t_{b''}$) приводит к изменению концентрации до $\xi_{b''}$, соответствующей температуре $t_{b''}$. При дальнейшем охлаждении рассол достигает состояния в криогидратной точке, при котором произойдет его полное замораживание.

Изменение состояния рассола по линии выпадения соли происходит вследствие того, что при охлаждении его до температуры ниже $t_{b'}$ выделяется избыточное количество соли. В результате оставшаяся часть жидкого рассола будет иметь более низкую концентрацию, определяемую для каждого значения температуры по кривой насыщения. Так, в точке b'' температуре $t_{b''}$ соответствует равновесная концентрация $\xi_{b''}$. Учитывая, что выпадение льда из раствора концентрирует его и предотвращает (до определенных температур) от замерзания, рабочую концентрацию растворов выбирают по кривой выпадения льда.

Область рационального применения того или иного рассола в качестве хладоносителя определяется его температурой в криогидратной точке. Так, раствор NaCl для температур ниже —21°С нельзя использовать в качестве хладоносителя. По этой причине в промышленных холодильниках наиболее широкое распространение в качестве хладоносителя получил раствор $CaCl_2$.

Не меньшее значение для эксплуатации имеет и корродирующее воздействие рассолов на металлы. Рассольные системы вследствие коррозии при определенных условиях сравнительно быстро разрушаются. Срок службы отдельных элементов установки составляет в среднем от 5 до 15 лет. Необходимым условием для возникновения коррозии является наличие кислорода. В открытых системах рассол насыщен кислородом примерно в 4 раза больше, чем в закрытых, вследствие чего коррозия металла в них намного интенсивнее. Для уменьшения количества растворенного кислорода в рассоле необходимо максимально сокращать поверхности соприкосновения рассола с воздухом и не допускать его взбалтывания, создавать условия для полного заполнения магистралей и батарей и непрерывного удаления из них воздуха. Обратные трубы следует опускать ниже уровня рассола; над зеркалом рассола в уравнительном бачке целесообразно иметь слой масла.

В концентрированных растворах растворяется меньшее количество кислорода. Поэтому в установках поддерживают высокую концентрацию соли в растворах. Однако нужно иметь в виду, что рассолы от этого делаются вязкими и плотными и на их перемещение будет затрачиваться больше энергии. С наименьшей интенсивностью коррозия протекает в растворах, где поддерживается слабощелочная реакция

(pH 7—8,5), которая достигается путем добавления в него некоторого количества каустической соды и известкового молока.

При проектировании установок и особенно аппаратов необходимо избегать применения в системе разнородных материалов, в процессе эксплуатации производить тщательную окраску труб и периодически возобновлять ее, не допускать утечки из системы рассола и поддерживать в ней чистоту.

Наиболее эффективным средством является добавка в рассол пассиваторов: силиката натрия, хромовой соли, фосфорной кислоты. Опытами установлено, что в закрытой рассольной системе при использовании тщательно очищенных солей коррозия оказывается минимальной. Поэтому антикоррозийные добавки чаще всего применяют в открытых рассольных системах.

Из других свойств рассолов для эксплуатации имеют значения их теплоемкость и вязкость, так как они влияют на работу рассольного насоса. В табл. III.1. приведены значения физических констант для рассматриваемых рассолов.

Таблица III.1

Свойства	Рассол		
	NaCl	$MgCl_2$	$CaCl_2$
Температура замерзания при соответствующей концентрации, °С	—10÷—20	—10÷—20	—10÷—20
Теплоемкость, кДж/(кг·°С)	3,5—3,34	3,55—3,0	3,5—3,22
Вязкость (на кривой льда), Па·с	3433—6376	3924—8338	4905—9319

В рассолы иногда добавляют высокомолекулярные соединения (полиокс или полиакриламид — полимеры линейной структуры) в количествах 0,03—0,07%. Эти соединения способствуют уменьшению потерь на трение, увеличению производительности насосов и пропускной способности трубопроводов. Полимеры, обладающие таким эффектом, называют поверхностноактивными веществами (ПАВ). По данным экспериментов, гидравлическое сопротивление магистральных трубопроводов охлаждающей системы с рассольным охлаждением снижается на 30—50% для развитого турбулентного режима течения и на 20—25% — для переходного.

При увеличении концентрации поверхностноактивных веществ, концентрации соли и при понижении температуры наблюдается уменьшение порогового значения чисел Re, начиная с которых наблюдается снижение гидравлических сопротивлений. Экспериментально установлено, что с увеличением числа Re и концентрации добавки полимеров эффект снижения сопротивления трения возрастает. С понижением температуры эффективность добавки полимеров также значительно возрастает.

Однако при добавлении этих веществ коэффициенты теплоотдачи жидкости к поверхности теплообмена уменьшаются примерно на 20%. Влияние добавок на теплообмен в батареях незначительное из-за большого термического сопротивления со стороны воздуха, а на теплообмен в испарителях, охлаждающих рассол, — заметное. Причем для аммиачных систем это влияние сильнее, что объясняется одинаковым значением сопротивления теплоотдаче со стороны хладагента и рассола.

Этиленгликоль. Этот хладоноситель является бесцветной и не обладающей запахом жидкостью. Температура кипения при атмосферном

давлении 197,2°С; при 20° С давление около 15,9 Па. Водные растворы этиленгликоля имеют следующие температуры замерзания

Концентрация этиленгликоля, % по объему	0	10	20	30	40	45	50	55	60	70
Начало замерзания, °С	0	—3,7	—8,9	—16,0	—25,3	—31,1	—57,2	—43	—51	—67,2

Коррозия водяными растворами этиленгликоля может быть в значительной мере снижена путем добавления нескольких процентов триэтаноламинофосфата.

Фреоны. Наиболее эффективным низкотемпературным хладоносителем является R 30 благодаря низкой температуре замерзания и малой вязкости при низких температурах.

При температуре —40°С и скорости движения $W = 1$ м/с использование R 30 вместо водного раствора хлористого кальция обеспечивает уменьшение теплопередающей поверхности втрое. При температурах от —90 до —101°С в качестве хладоносителя используют R 11.

Твердые хладоносители. Кроме жидких хладоносителей применяют также эвтектический лед, образующий в криогидратной точке однородную смесь льда и соли и имеющий постоянную температуру плавления. В некоторых случаях целесообразно использовать его в сочетании с машинным охлаждением. Временный избыток холодильной мощности обеспечивает возможность замораживания раствора, а при повышенной тепловой нагрузке холодильной установки эвтектический лед за счет теплоты плавления поддерживает требуемые температуры.

Помимо водных растворов солей для получения эвтектического льда применяют водный раствор пропиленгликоля $CH_2OH \cdot CHOH \times \times CH_3$, который используется для непосредственного замораживания пищевых продуктов. Этот раствор не обладает запахом, не корродирует металлы и имеет следующие температуры замерзания:

Концентрация пропиленгликоля (% по объему)	10	20	30	40	50	60
Температура начала замерзания, °С	—3,3	—7,2	—12,8	—20,8	—32,2	—52

Преимущества и недостатки систем охлаждения с промежуточными хладоносителями

Системы охлаждения с промежуточными хладоносителями имеют следующие основные преимущества: меньший расход цельнотянутых труб, бóльшая аккумулирующая способность, более простое регулирование режимов, возможность применения более простой и полной автоматизации работы охлаждающей системы, меньшая опасность в случае аварии, относительно малая вместимость по хладагенту, отсутствие возможности утечки хладагента в камерах, возможность получения различных температур при одной температуре испарения.

К недостаткам таких систем относятся: повышенная коррозия трубопроводов, аппаратов, арматуры, оборудования (особенно при исполь-

зовании рассолов в открытых системах); необходимость поддержания более низкой температуры кипения для дополнительного охлаждения промежуточного хладоносителя в испарителе с температурным напором в нем около 5°С; наличие дополнительных затрат энергии на работу насосов, а также дополнительного оборудования (насосы, испарители, баки, концентраторы рассола, бойлер) и, следовательно, большая металлоемкость таких систем и значительная площадь машинного отделения. Кроме того, в открытых системах и контактных аппаратах с промежуточным хладоносителем (особенно рассолом), создаются условия для интенсивного поглощения влаги из воздуха камеры, что вызывает повышение потерь от усушки продуктов.

ЦИРКУЛЯЦИЯ ХЛАДАГЕНТА В СИСТЕМЕ

Рассмотрим основные закономерности циркуляции хладагента на следующем примере. Предположим, что в схеме, показанной на рис. III.5, к отделителю жидкости подключена только одна батарея верхнего этажа. Движение хладагента по циркуляционному контуру (см. рис. III.6) будет подчиняться следующим закономерностям. Циркуляционный напор $\Delta p_{ц}$, вызывающий движение хладагента в данном контуре, расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений в батарее $\Delta p_{б}$ и внешних по отношению к ней сопротивлений жидкостного и парового трубопроводов и их местных сопротивлений $\Delta p_{вн}$, а также на ускорение движения частиц жидкости в циркуляционном контуре $\Delta p_{уск}$, т. е. $\Delta p_{ц} = \Delta p_{б} + \Delta p_{вн}$, где $\Delta p_{б} = \Sigma(\Delta p_{тр} + \Delta p_{уск})_{б}$.

Очевидно, чем меньше внешние по отношению к батарее сопротивления циркуляционного контура $\Delta p_{вн}$, тем больше может быть скорость движения парожидкостной смеси в самой батарее. Эта скорость связана с потерей напора в батарее соотношением

$$(\Delta p_{тр} + \Delta p_{уск})_{б} = \xi \omega_0^2 \rho L_{б}/2D,$$

где $L_{б}$ — длина труб батарей; D — диаметр труб батарей; ξ — коэффициент сопротивления, отнесенный к скорости ω_0 парожидкостной смеси.

Скорость ω_0 определяют по формуле $\omega_0 = (G' + G'')/F_0\rho$,

где G' и G'' — соответственно массовый расход жидкости и пара; ρ — плотность жидкости в рассматриваемом сечении трубы площадью F_0.

Пренебрегая потерей напора на ускорение частиц жидкости, можно записать

$$\Delta p_{ц} = 9{,}81(\rho_1 - \rho_2) H_1 = \Delta p_{вн} + \xi \omega_0^2 \rho L_{б}/2D. \qquad \text{(III.1)}$$

Связь между паросодержанием на выходе из батареи $x_{б}$, количеством жидкости G', подаваемой в батарею, и ее тепловым потоком $Q_{б}$ выразится соотношением

$$Q_{б} = G(t_{0,\,б} - t_0) c_{ж} + G r x_{б}, \qquad \text{(III.2)}$$

откуда

$$x_{б} = (Q_{б}/Gr) - (t_{0,\,б} - t_0) c_{ж}/r, \qquad \text{(III.3)}$$

где $c_{ж}$ — удельная теплоемкость жидкого хладагента; $t_{0,б}$ — температура кипения хладагента, соответствующая давлению в батарее; t_0 — температура кипения в отделителе жидкости; r — скрытая теплота парообразования.

При этом предполагается, что трубопровод опускной ветви циркуляционного контура изолирован и в нем отсутствует теплообмен, поэтому температура хладагента в ней остается постоянной.

Из выражения (III.3) следует, что с увеличением теплового потока паросодержание хладагента на выходе из батареи увеличивается. С другой стороны с увеличением паросодержания хладагента в батарее уменьшается плотность ρ_2 парожидкостной смеси в подъемной ветви циркуляционного контура и, следовательно, увеличивается циркуляционный напор $\Delta p_{\text{ц}}$. С ростом $\Delta p_{\text{ц}}$ значение располагаемого напора, расходуемого на преодоление внешних (по отношению к батарее) гидравлических сопротивлений $\Delta p_{\text{вн}}$ циркуляционного контура, будет возрастать. Это приведет к увеличению подачи жидкости в батареи. С увеличением подачи хладагента и количества образовавшегося пара в батарее возрастают и скорость парожидкостной смеси w_0, а вместе с ней и гидравлические сопротивления батареи. Причем по достижении тепловым потоком некоторого значения $Q_{\text{б}}$ гидравлические сопротивления батарей $\Delta p_{\text{б}}$ будут возрастать интенсивней приращения циркуляционного напора $\Delta p_{\text{ц}}$ и внешних сопротивлений $\Delta p_{\text{вн}}$. Момент, когда скорости изменения циркуляционного напора и гидравлического сопротивления батареи становятся равными между собой, соответствует критическому тепловому потоку $Q_{\text{кр}}$ и критической скорости $(w_0)_{\text{кр}}$.

При дальнейшем росте теплового потока понижается располагаемый циркуляционный напор, и несмотря на то, что $\Delta p_{\text{ц}}$ возрастает, количество жидкости поступающей в батарею, а следовательно, и кратность циркуляции уменьшаются.

Г. К. Мнацаканов показал, что при соблюдении условия $\Delta p_{\text{ц}} = \Delta p_{\text{б}} + \Delta p_{\text{вн}}$ тепловой поток достигает максимального значения $Q_{\max}$. При этом кратность циркуляции хладагента $n = 1$.

При дальнейшем росте теплового потока ($Q > Q_{\max}$) кратность циркуляции становится меньше единицы, заполнение прибора хладагеитом уменьшается, часть его поверхности омывается паром, в результате чего теплопередача уменьшается. Уменьшение теплопередачи происходит до тех пор, пока тепловой поток не станет равным $Q_{\max}$, т. е. снова наступает «динамическое равновесие», при котором $G_{\text{п}} = G_{\text{ж}}$.

Из зависимостей (III.1), (III.2), (III.3) следует, что каждому значению высоты H_1 уровня жидкого хладагента в данном циркуляционном контуре соответствуют определенные критические и максимальные значения теплового потока батареи, а также максимального паросодержания на выходе из нее.

При проектировании систем охлаждения следует подбирать сечения жидкостного и парового трубопроводов таким образом, чтобы местные сопротивления трубопроводов были как можно меньше, а также устраивать внутреннюю циркуляцию хладагента в батареях за счет отделения жидкости от пара в самой батарее. Иначе ожидаемое значение тепловой нагрузки не будет достигнуто и тем в большей степени, чем больше несоответствие в напорах $\Delta p_{\text{ц}} < \Delta p_{\text{б}} + \Delta p_{\text{вн}}$.

На закономерностях циркуляции хладагента основаны требования, предъявляемые при проектировании к охлаждающим системам с отделителями жидкости:

приборы охлаждения необходимо проектировать для условия $Q_{\text{б}} \leqslant Q_{\max}$,

следует стремиться увеличивать значение $Q_{\max}$, для чего необходимо: увеличивать $\Delta p_{\text{ц}}$ (за счет увеличения H_1 и установления теплоизоляции на подающих трубопроводах для предотвращения кипения в них хладагента); уменьшать $\Delta p_{\text{б}}$ (за счет применения короткошланговых коллекторных охлаждающих приборов при осуществлении в них самоциркуляции хладагента, увеличения диаметра труб батарей и параллельного включения охлаждающих приборов, работающих от одного отделителя жидкости); уменьшать $\Delta p_{\text{вн}}$ (путем увеличения диаметров трубопроводов отсоса пара, сокращения количества арматуры, уменьшения местных сопротивлений и длины трубопроводов); не допускать «обратных» уклонов в трубопроводах подачи и отсоса хладагента.

Чтобы в полной мере обеспечить батареи жидким хладагентом, следует увеличить высоту H_1 уровня жидкости в циркуляционном контуре. Однако увеличение высоты H_1 уровня жидкости ухудшает теплопередачу батареи.

Если предположить (см. рис. III.6), что опускная ветвь циркуляционного контура изолирована, то жидкость, поступающая в батарею, в начальном ее сечении *а* будет иметь температуру t_0, соответствующую давлению кипения

p_0 в отделителе жидкости. Так как в сечении a давление $p_1 = p_0 + 9{,}81\rho H_1$, соответствующая температура кипения $t_1 > t_0$, то в этом сечении батареи жидкость оказывается в переохлажденном состоянии. Поэтому при дальнейшем ее перемещении в батарее она не будет кипеть, а только подогреваться до тех пор, пока в сечении b температура ее не достигнет температуры кипения t_1', отвечающей давлению в этом сечении.

Дальнейшее движение хладагента будет сопровождаться его кипением при постоянно падающей температуре, соответствующей уменьшению величины статического столба.

Изменение температуры аммиака при его движении по шлангу пристенной батареи показано на рис. III.6. На этом же рисунке нанесена температура камеры $t_к$. Как видно из рис. III.6, расчетная разность температур между температурой кипения хладагента и температурой воздуха будет больше действительной и для нахождения ее необходимо площадь $abcde$ разделить на высоту H_1; в результате получим среднюю действительную разность температур $(t_к - t_0)_{ср}$. Влияние столба жидкости на теплопередачу батарей учитывают коэффициентом $\xi = (t_к - t_0)_{ср}/(t_к - t_0)$, который позволяет определить действительную разность температур. Он может быть назван температурным коэффициентом батареи. Чтобы перейти от расчетной тепловой нагрузки батареи, равной $Q = k(t_к - t_0)F_к$, к действительной, достаточно полученное значение Q_1 умножить на температурный коэффициент батареи, т. е. $Q_{1,д} = \xi Q_1$.

Так как разность температур $t_к - t_0$ обычно невелика, описываемое явление существенным образом может ухудшать теплопередачу от воздуха к батарее. Температурный коэффициент в некоторых случаях имеет значение всего лишь 0,3—0,4. При проектировании охлаждающей системы следует стремиться к тому, чтобы он приближался к 1. Это может быть достигнуто сокращением высоты столба жидкости в батарее. Необходимо иметь в виду, что вредное влияние гидростатического столба жидкости в батарее на ее теплопередачу будет тем значительней, чем ниже температура кипения, чем больше плотность жидкого хладагента и чем меньше разность температур между охлаждаемой средой и температурой кипения хладагента.

В таблице III.2 показано влияние давления столба жидкости высотой в 1 м на температуру кипения аммиака и R12 при разных температурах.

Влияние давления столба жидкости во фреоновых испарителях более значительно, чем в аммиачных, так как плотность жидкого фреона в 2,2 раза больше плотности жидкого аммиака.

Для устранения вредного влияния гидростатического столба жидкости на теплопередачу батареи систем непосредственного охлаждения проводят следующие мероприятия: переходят на поэтажное размещение отделителей жидкости; внедряют коллекторные батареи с самоциркуляцией жидкого хладагента; применяют батареи типа «каскад»; используют насосные системы с верхней подачей жидкого хладагента в батареи.

Таблица III.2

Показатели	Температура кипения на поверхности раздела жидкость — пар			
	+10	—30	—50	—70
Температура кипения на глубине 1 м	+10,3 / +11,1	—28,9 / —26,7	—47,4 / —43,5	—63,4 / —56,5
Разность температур	0,3 / 1,1	1,1 / 3,3	2,6 / 6,5	6,6 / 13,5

Примечание. В числителе приведены значения для аммиака, в знаменателе — для R12.

Из выражения (III.3) следует, что с увеличением теплового потока паросодержание хладагента на выходе из батареи увеличивается. С другой стороны с увеличением паросодержания хладагента в батарее уменьшается плотность ρ_2 парожидкостной смеси в подъемной ветви циркуляционного контура и, следовательно, увеличивается циркуляционный напор $\Delta p_{\text{ц}}$. С ростом $\Delta p_{\text{ц}}$ значение располагаемого напора, расходуемого на преодоление внешних (по отношению к батарее) гидравлических сопротивлений $\Delta p_{\text{вн}}$ циркуляционного контура, будет возрастать. Это приведет к увеличению подачи жидкости в батареи. С увеличением подачи хладагента и количества образовавшегося пара в батарее возрастают и скорость парожидкостной смеси w_0, а вместе с ней и гидравлические сопротивления батареи. Причем по достижении тепловым потоком некоторого значения $Q_{\text{б}}$ гидравлические сопротивления батарей $\Delta p_{\text{б}}$ будут возрастать интенсивней приращения циркуляционного напора $\Delta p_{\text{ц}}$ и внешних сопротивлений $\Delta p_{\text{вн}}$. Момент, когда скорости изменения циркуляционного напора и гидравлического сопротивления батареи становятся равными между собой, соответствует критическому тепловому потоку $Q_{\text{кр}}$ и критической скорости $(w_0)_{\text{кр}}$.

При дальнейшем росте теплового потока понижается располагаемый циркуляционный напор, и несмотря на то, что $\Delta p_{\text{ц}}$ возрастает, количество жидкости поступающей в батарею, а следовательно, и кратность циркуляции уменьшаются.

Г. К. Мнацаканов показал, что при соблюдении условия $\Delta p_{\text{ц}} = \Delta p_{\text{б}} + \Delta p_{\text{вн}}$ тепловой поток достигает максимального значения $Q_{\max}$. При этом кратность циркуляции хладагента $n = 1$.

При дальнейшем росте теплового потока ($Q > Q_{\max}$) кратность циркуляции становится меньше единицы, заполнение прибора хладагентом уменьшается, часть его поверхности омывается паром, в результате чего теплопередача уменьшается. Уменьшение теплопередачи происходит до тех пор, пока тепловой поток не станет равным $Q_{\max}$, т. е. снова наступает «динамическое равновесие», при котором $G_{\text{ц}} = G_{\text{ж}}$.

Из зависимостей (III.1), (III.2), (III.3) следует, что каждому значению высоты H_1 уровня жидкого хладагента в данном циркуляционном контуре соответствуют определенные критические и максимальные значения теплового потока батареи, а также максимального паросодержания на выходе из нее.

При проектировании систем охлаждения следует подбирать сечения жидкостного и парового трубопроводов таким образом, чтобы местные сопротивления трубопроводов были как можно меньше, а также устраивать внутреннюю циркуляцию хладагента в батареях за счет отделения жидкости от пара в самой батарее. Иначе ожидаемое значение тепловой нагрузки не будет достигнуто и тем в большей степени, чем больше несоответствие в напорах $\Delta p_{\text{ц}} < \Delta p_{\text{б}} + \Delta p_{\text{вн}}$.

На закономерностях циркуляции хладагента основаны требования, предъявляемые при проектировании к охлаждающим системам с отделителями жидкости:

приборы охлаждения необходимо проектировать для условия $Q_{\text{б}} \leqslant Q_{\max}$,

следует стремиться увеличивать значение $Q_{\max}$, для чего необходимо: увеличивать $\Delta p_{\text{ц}}$ (за счет увеличения H_1 и установления теплоизоляции на подающих трубопроводах для предотвращения кипения в них хладагента); уменьшать $\Delta p_{\text{б}}$ (за счет применения короткошланговых коллекторных охлаждающих приборов при осуществлении в них самоциркуляции хладагента, увеличения диаметра труб батарей и параллельного включения охлаждающих приборов, работающих от одного отделителя жидкости); уменьшать $\Delta p_{\text{вн}}$ (путем увеличения диаметров трубопроводов отсоса пара, сокращения количества арматуры, уменьшения местных сопротивлений и длины трубопроводов); не допускать «обратных» уклонов в трубопроводах подачи и отсоса хладагента.

Чтобы в полной мере обеспечить батареи жидким хладагентом, следует увеличить высоту H_1 уровня жидкости в циркуляционном контуре. Однако увеличение высоты H_1 уровня жидкости ухудшает теплопередачу батареи.

Если предположить (см. рис. III.6), что опускная ветвь циркуляционного контура изолирована, то жидкость, поступающая в батарею, в начальном ее сечении a будет иметь температуру t_0, соответствующую давлению кипения

p_0 в отделителе жидкости. Так как в сечении a давление $p_1 = p_0 + 9{,}81\rho H_1$, соответствующая температура кипения $t_1 > t_0$, то в этом сечении батареи жидкость оказывается в переохлажденном состоянии. Поэтому при дальнейшем ее перемещении в батарее она не будет кипеть, а только подогреваться до тех пор, пока в сечении b температура ее не достигнет температуры кипения t_1', отвечающей давлению в этом сечении.

Дальнейшее движение хладагента будет сопровождаться его кипением при постоянно падающей температуре, соответствующей уменьшению величины статического столба.

Изменение температуры аммиака при его движении по шлангу пристенной батареи показано на рис. III.6. На этом же рисунке нанесена температура камеры $t_к$. Как видно из рис. III.6, расчетная разность температур между температурой кипения хладагента и температурой воздуха будет больше действительной и для нахождения ее необходимо площадь $abcde$ разделить на высоту H_1; в результате получим среднюю действительную разность температур $(t_к - t_0)_{ср}$. Влияние столба жидкости на теплопередачу батарей учитывают коэффициентом $\xi = (t_к - t_0)_{ср}/(t_к - t_0)$, который позволяет определить действительную разность температур. Он может быть назван температурным коэффициентом батареи. Чтобы перейти от расчетной тепловой нагрузки батареи, равной $Q = k(t_к - t_0)F_к$, к действительной, достаточно полученное значение Q_1 умножить на температурный коэффициент батареи, т. е. $Q_{1,д} = \xi Q_1$.

Так как разность температур $t_к - t_0$ обычно невелика, описываемое явление существенным образом может ухудшать теплопередачу от воздуха к батарее. Температурный коэффициент в некоторых случаях имеет значение всего лишь 0,3—0,4. При проектировании охлаждающей системы следует стремиться к тому, чтобы он приближался к 1. Это может быть достигнуто сокращением высоты столба жидкости в батарее. Необходимо иметь в виду, что вредное влияние гидростатического столба жидкости в батарее на ее теплопередачу будет тем значительней, чем ниже температура кипения, чем больше плотность жидкого хладагента и чем меньше разность температур между охлаждаемой средой и температурой кипения хладагента.

В таблице III.2 показано влияние давления столба жидкости высотой в 1 м на температуру кипения аммиака и R12 при разных температурах.

Влияние давления столба жидкости во фреоновых испарителях более значительно, чем в аммиачных, так как плотность жидкого фреона в 2,2 раза больше плотности жидкого аммиака.

Для устранения вредного влияния гидростатического столба жидкости на теплопередачу батареи систем непосредственного охлаждения проводят следующие мероприятия: переходят на поэтажное размещение отделителей жидкости; внедряют коллекторные батареи с самоциркуляцией жидкого хладагента; применяют батареи типа «каскад»; используют насосные системы с верхней подачей жидкого хладагента в батареи.

Таблица III.2

Показатели	Температура кипения на поверхности раздела жидкость — пар			
	+10	—30	—50	—70
Температура кипения на глубине 1 м	+10,3 +11,1	—28,9 —26,7	—47,4 —43,5	—63,4 —56,5
Разность температур	0,3 1,1	1,1 3,3	2,6 6,5	6,6 13,5

Примечание. В числителе приведены значения для аммиака, в знаменателе — для R12.

СИСТЕМЫ ОТТАИВАНИЯ СНЕГОВОЙ ШУБЫ

Когда температура поверхностей батарей или воздухоохладителей, омываемых воздухом, становится ниже точки росы и ниже 0°С, на них появляется влага в виде инея, называемого снеговой шубой.

Оседая на трубах, иней ухудшает теплопередачу и циркуляцию воздуха. Особенно это заметно при использовании двухрядных, пучковых и ребристых батарей и воздухоохладителей. На холодильниках снеговую шубу с батарей периодически удаляют механическим способом или методом оттаивания ее горячими парами аммиака. Последний способ получил наибольшее распространение. Механический способ является более трудоемким, особенно при наличии уплотненного инея, который образуется, когда тепловая нагрузка в камерах отводится при температурах, близких к 0°С.

Метод оттаивания заключается в следующем. Предварительно из оттаиваемой батареи удаляют жидкий аммиак. Горячие аммиачные пары после маслоотделителя по специальному трубопроводу направляют в батарею. Соприкасаясь с холодной стенкой батареи, горячие пары нагревают ее и конденсируются. Постепенно внутри батареи накапливается конденсат, а на наружной поверхности ее начинает плавиться слой инея, который затем легко удаляется.

Наибольшее распространение получила схема оттаивания с дренажным ресивером. Ресивер располагают в нижней части системы. Объем его должен быть достаточным для приема всего жидкого аммиака, сливаемого из пристенных и потолочных батарей камеры, одновременно включаемых для оттаивания. Исходя из условий техники безопасности, объем ресивера обычно увеличивают на 15—20%.

Снеговую шубу удаляют следующим образом. Перекрывают вентили питания батарей жидким аммиаком. Убедившись по мерному стеклу, что в ресивере нет жидкого аммиака, понижают в нем давление до давления всасывания. Для этого ресивер присоединяют к линии отсоса паров из батарей на пути к отделителю жидкости. Далее закрывают вентиль отсоса паров аммиака из оттаиваемых батарей и открывают вентиль на сливной линии. После этого жидкий аммиак самотеком поступает в ресивер. В целях безопасности ресивер заполняют жидким аммиаком не более чем на 80% объема. При необходимости ресивер можно отключать от батарей и дополнительно удалять из него жидкий аммиак.

После выпуска из батарей всей жидкости вентиль на сливной линии перекрывают и затем открывают вентиль на трубопроводе подачи горячих паров аммиака в батареи и не закрывают до тех пор, пока не закончится оттаивание батареи, при этом давление горячих паров не должно превышать 6000 Па. После этого линию горячих паров отключают от батарей и нагнетательного трубопровода. Затем открывают вентиль отсоса паров из батарей.

Для подачи жидкого аммиака из ресивера в систему аппарат соединяют с линией подачи жидкости из конденсатора на регулирующую станцию, которую предварительно отключают от конденсатора. Через регулирующую станцию жидкий аммиак выдавливают в батареи пара-

ми высокого давления. После выпуска аммиака ресивер отключают от регулирующей станции и присоединяют к всасывающей линии. После этого восстанавливают нормальную подачу жидкости из конденсатора в систему. Батареи подключают к линии питания жидким аммиаком из отделителя жидкости, а регулирующую станцию — к ресиверу конденсатора. В процессе оттаивания горячими парами с внутренней поверхности батарей удаляется масло, которое вместе с жидким аммиаком сливается в ресивер, где оно отстаивается и направляется в маслосборник. Ресивер должен иметь предохранительный клапан, линию аварийного выпуска аммиака, манометр и мерное стекло с предохранительным устройством. Обычно для удобства обслуживания его монтируют в машинном или аппаратном отделении.

Оттаивание батарей горячими парами аммиака затруднено в холодные месяцы года, когда давление конденсации снижается. В этот период времени процесс оттаивания можно ускорить, если искусственно повысить давление конденсации, включая часть секции конденсатора или переключая холодильную установку полностью на конденсацию паров в батареях, подлежащих оттаиванию. При этом надо избегать повышения давления на нагнетательной стороне компрессора, которое быстро возрастает после удаления снеговой шубы. В этом случае необходимо к конденсатору немедленно подключить компрессор. При оттаивании батарей с отключенным конденсатором необходимо, чтобы поверхность этих батарей была достаточна для конденсации пара, поступающего от работающего компрессора.

Глава IV
ФРЕОНОВЫЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ФРЕОНАХ

Все расширяющееся использование фреонов в качестве хладагентов объясняется в первую очередь их практической безвредностью для человека (по сравнению с аммиаком), а также хорошими термодинамическими характеристиками, позволяющими выбрать оптимальный хладагент, соответствующий требуемым температурам кипения и конденсации.

Физические свойства фреонов, применяемых в качестве рабочих веществ, приведены в табл. IV. 1.

Отличительными особенностями фреонов являются малая токсичность, негорючесть, взрывобезопасность, достаточно высокая термостойкость и химическая инертность. Все перечисленные выше качества обеспечивают надежную и безопасную эксплуатацию холодильных установок. Однако следует помнить, что в присутствии открытого пламени и при соприкосновении с горячими поверхностями (с температурой выше 550°С) фреоны разлагаются с образованием хлористого и фтористого водорода, которые вызывают сильное раздражение слизистых оболочек. В продуктах разложения присутствуют также следы ядовитого газа — фосгена.

Таблица IV.1

Хладагент	Молекулярная масса	Температура кипения при давлении 101,3 кПа, °С	Температура плавления, °С	Плотность жидкости при 20°С, кг/м³	Давление насыщенного пара при 20°С, Па·10⁻⁵	Критические параметры		
						температура, °С,	давление, Па·10⁻⁵	плотность, кг/м³
R12	120,93	—29,8	—158,0	1329	5,67	112,0	41,4	558
R13	104,47	—81,4	—181,0	1298*	31,8	28,7	40,3	580
R14	88,01	—128	—184,0	1317**	—	—45,5	39,0	626
R22	86,48	—40,8	—160,0	1213	9,10	96,0	49,1	525
R23	70,02	—82,0	—155,2	814	42,4	25,9	47,7	516
R114	170,92	3,6	— 94,0	1476	1,90	145,7	32,7	582
R115	154,48	—38,7	—106,0	1307	8,22	80,0	31,8	613
RC-318	200,04	—6,0	— 41,0	1517	2,66	115,3	28,1	620
R13B1	148,93	—57,8	—168,0	1603	15,1	67,1	39,9	750
R502	111,64	—45,6	—	1283	10,6	90,1	42,9	559

* Значения плотности даны при —30°С.
** Значения плотности даны при —80°С.

Наиболее широко в качестве хладагентов применяют R12 и R22. В одноступенчатых установках, работающих при температурах кипения —25°С и выше, используют в основном R12. Применение R12 наиболее эффективно в установках, работающих при высоких температурах конденсации.

Таблица IV.2

t_0, °С	q_v, кДж/м³ при $t_к = +20$°С			
	аммиак	R12	R22	R502
0	4044	2387	3836	4065
—10	2767	1669	2710	2871
—20	1832	1134	1864	1977
—30	1168	747	1243	1321
—40	714	472	798	853

Низкая объемная холодопроизводительность q_v (табл. IV.2) R12, а также невысокие значения коэффициентов теплоотдачи при кипении со стороны хладагентов в аппаратах послужили причиной того, что R12 постепенно вытесняется R22, особенно в средних и крупных установках. Из табл. IV.2. видно, что объемные холодопроизводительности R22 и аммиака близки, однако при снижении температуры кипения до —70°С q_v у R22 становится в 1,5 раза выше, чем у аммиака. Поэтому R22 широко применяют в низкотемпературных холодильных установ-

ках: в одноступенчатых (до температур —40°С), в двухступенчатых (до —70°С), а также в верхних ветвях каскадных установок.

Жидкий R22 в отличие от R12 хорошо проводит электрический ток, снижает электрическое сопротивление изоляции обмоток встроенных электродвигателей герметичных и бессальниковых компрессоров и насосов, а в случае попадания на проходные контакты может вызвать короткое замыкание. По этой причине при проектировании герметичных компрессоров и насосов, работающих на R22 к изоляциям обмоток электродвигателей предъявляют повышенные требования.

Весьма перспективным хладагентом является R502, представляющий собой азеотропную смесь R22(48,8% массы) и R115(51,2% массы). Он имеет существенные преимущества перед R22: более низкую температуру конца адиабатного сжатия, меньшее отношение давлений при заданных температурах конденсации и кипения хладагента, наиболее высокие значения объемной холодопроизводительности в широком интервале температур кипения (табл. IV.2), возможность получения температур до —40°С при нормальном давлении в картере компрессора. Эти достоинства R502 позволяют создавать простые, компактные и надежные в эксплуатации одноступенчатые низкотемпературные холодильные установки.

R114 и RC318 имеют высокие температуры кипения при атмосферном давлении (табл. IV.1) и поэтому их применяют в качестве хладагентов в установках кондиционирования воздуха и в тепловых насосах.

В нижних ветвях каскадных холодильных установок при температурах кипения от —70 до —90°С широко используют R13, R14, R23, R13B1. В последние годы R13 начинает вытесняться R23, у которого по сравнению с R13 при температурах от —50 до —100°С меньше вязкость и значительно выше коэффициенты теплоотдачи, что позволяет уменьшить размеры теплообменных аппаратов.

Для получения низких температур в установках умеренного холода (—90÷ —140°С) применяют R14. Он имеет весьма низкую критическую температуру (—45,5°С) и поэтому обычно является рабочим веществом нижних ветвей трехкаскадных установок.

Бромированный фреон R13B1 может быть использован в качестве хладагента для создания низких температур кипения (до —60°С) в одноступенчатых холодильных установках с охлаждением конденсаторов водой.

Фреоны, являясь хорошими растворителями, легко смывают с внутренних поверхностей холодильного оборудования и трубопроводов различные загрязнения, окалину.

Для предотвращения загрязнений системы компрессоры, аппараты и холодильные агрегаты подвергают тщательной очистке на заводах-изготовителях, стальные трубы пассивируют. Машины, аппараты и трубопроводы промывают хорошим растворителем, например авиационным бензином, закрывают заглушками, которые снимают непосредственно перед присоединением аппаратов к другим элементам холодильной установки.

Все фреоновые установки имеют фильтры для тонкой очистки хладагента в процессе эксплуатации от случайных загрязнений, продук-

тов распада масла и др. Обычно фильтры устанавливают на жидкостной линии после конденсатора, перед приборами автоматики, а в некоторых случаях и на всасывающих трубопроводах, например перед винтовыми компрессорами.

ОСОБЕННОСТИ ФРЕОНОВЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ

Требования к фреоновым системам охлаждения. Основные отличия фреоновых охлаждающих систем определяются такими свойствами фреонов, как большая текучесть, практическая нерастворимость в воде и растворимость в смазочных маслах.

Из указанных свойств фреонов вытекают основные требования, предъявляемые к фреоновым охлаждающим системам: обеспечение герметичности, предотвращение попадания влаги в установку, непрерывная циркуляция маслофреоновой смеси и возврат масла из испарителя в компрессор.

Герметичность установки достигается применением прокладок из маслостойкой резины или паронита, а также специальных соединений трубопроводов с аппаратами с помощью специальных штуцеров.

Чтобы предотвратить попадание влаги в систему, заводы-изготовители выпускают машины и аппараты заполненными инертным газом. В период пуска систем в эксплуатацию их осушают, продувая инертными газами, и вакуумируют перед подачей хладагента. В период эксплуатации циркулирующий хладагент непрерывно осушается в специальных фильтрах-осушителях.

Непрерывная циркуляция маслофреоновой смеси и возврат масла в картер холодильной машины достигаются применением испарителей специальной конструкции, созданием условий, способствующих уменьшению растворения фреона в масле в картере компрессора.

Непрерывную циркуляцию маслофреоновой смеси и возврат масла необходимо рассматривать в связи с системой охлаждения, конструкцией испарителей и температурным режимом работы установки. В испарителях, в которых фреон кипит внутри труб (змеевиковые охлаждающие батареи, воздухоохладители и аппараты с внутритрубным кипением фреона), применяют верхнюю, нижнюю и комбинированную подачу фреона.

При верхней подаче облегчается возврат масла в компрессор и требуется меньшее количество фреона для заправки холодильной установки, отсутствует вредное влияние гидростатического столба жидкости на теплопередачу, фреон и масло движутся в одном направлении сверху вниз, что способствует лучшей циркуляции масла в системе.

При нижней подаче фреона в испарители выше коэффициент теплопередачи и лучше распределение фреона между параллельно работающими секциями. Поэтому ее чаще всего применяют в крупных разветвленных насосно-циркуляционных охлаждающих системах. Для возврата масла на трубопроводах отсоса пара устраивают петли для гидравлического затвора, в которых собирается транспортируемое паром масло. Для уменьшения вредного влияния гидростатического

столба жидкости охлаждающие приборы выполняют из параллельных горизонтально расположенных змеевиков со слегка приподнятыми выходными концами, объединенных коллекторами.

При комбинированной подаче фреон движется через последовательно соединенные змеевики сначала снизу вверх, а затем (в последних секциях) — сверху вниз. Коэффициент теплопередачи при комбинированной подаче несколько выше, чем при верхней, однако такие испарители имеют повышенное гидравлическое сопротивление. Поэтому комбинированный способ подачи фреона применяют лишь в некоторых испарителях, работающих при высоких температурах кипения; возврат масла из таких систем осуществляется легче, чем при нижней подаче хладагента.

Способы подвода фреона к испарителям. Подвод фреона осуществляется через дроссельные устройства, конструкция которых выбирается в зависимости от вида датчика. Последние могут срабатывать при изменении перегрева пара (ТРВ) или уровня жидкости в испарителе— поплавковые регулирующие вентили или соленоидные вентили и дроссельные устройства, получающие сигнал от электронных указателей уровня. Для питания испарителей фреонами используют терморегулирующий вентиль (ТРВ), термобаллон которого устанавливают до или после теплообменника. При установке термобаллона до теплообменника ТРВ настраивают на начало открытия при перегревах паров на 3—4°С и полное открытие при 5—7°С. При этом перегрев пара осуществляется в последних (по ходу фреона) шлангах испарителя, вследствие чего они работают с низкой эффективностью. Кроме того, при малых перегревах снижается чувствительность ТРВ и становится неустойчивой его работа.

Для уменьшения перегрева пара на выходе из змеевиковых испарителей применяют ТРВ с внешним уравниванием давлением. При этом регулируемый перегрев пара, выходящего из испарителя, уменьшается на величину соответствующую падению давления в охлаждающем приборе на участке от ТРВ до места присоединения его уравнительной трубки.

Установка термобаллона ТРВ после теплообменника позволяет повысить теплосъём испарителя благодаря улучшению его заполнения жидким фреоном и снижению концентрации масла в маслофреоновой смеси. В этом случае ТРВ настраивают на значительно больший перегрев пара (не менее 15—20°С), обеспечивающий требуемое доиспарение фреона из масла.

Питание многосекционных испарителей с верхней подачей хладагента осуществляют с помощью специальных распределителей, устанавливаемых на жидкостном трубопроводе непосредственно после ТРВ, как показано на рис. IV.1. Принцип действия распределителя основан на том, что его гидравлическое сопротивление в 10 и более раз превышает сопротивление секции испарителя. Поэтому если падения давления фреона в различных секциях испарителя отличаются, например, на 10%, то суммарные падения давления в комплексах «распределитель плюс секция испарителя» будут отличаться не более чем на 1%. Распределители фреона устанавливают вертикально над верхней сек-

цией испарителя. Это позволяет уравнять статические давления столбов жидкого фреона на входах в различные секции, особенно если они расположены по вертикали.

Во фреоновых холодильных установках с несколькими охлаждаемыми объектами распределение хладагента между ними производят путем установки индивидуальных ТРВ перед каждым испарителем, как показано на рис. IV.2.

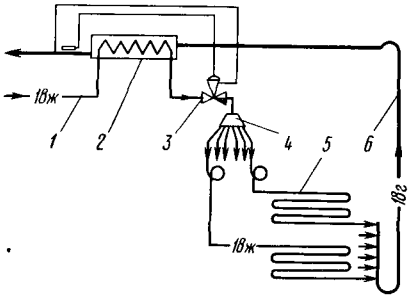


Рис. IV.1. Принципиальная схема питания многосекционного испарителя с верхней подачей фреона:

1 — жидкостный трубопровод; *2* — теплообменник; *3* — ТРВ с внешним уравниванием; *4* — распределитель; *5* — секция испарителя; *6* — всасывающий трубопровод.

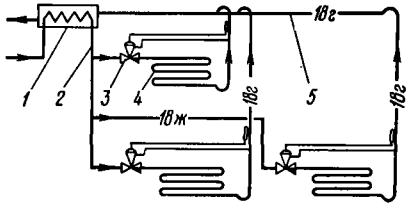


Рис. IV.2. Принципиальная схема питания параллельно работающих фреоновых змеевиковых испарителей:

1 — теплообменник; *2* — трубопровод подачи жидкого фреона; *3* — ТРВ с внешним уравниванием; *4* — испаритель; *5* — всасывающий трубопровод.

Питание испарителей, в которых фреон кипит в межтрубном пространстве (кожухотрубные и кожухозмеевиковые испарители), осуществляется с помощью ТРВ или поплавковых регуляторов уровня. При проектировании и эксплуатации систем необходимо особое внимание уделять созданию условий для возврата масла из этих аппаратов в компрессор.

Если применяют маслофреоновые смеси с ограниченной взаимной растворимостью, то фракция, богатая маслом (как более легкая) собирается слоем в верхней части испарителя. Для обеспечения возврата масла в компрессор необходимо, чтобы температура застывания масла была значительно ниже температуры кипения фреона. Тогда масло вспенивается парами хладагента и в таком виде уносится во всасывающий трубопровод.

В случае применения маслофреоновых смесей с неограниченной взаимной растворимостью унос масла из межтрубного пространства испарителя возможен вместе с каплями неиспарившейся жидкости, увлекаемыми паровым потоком.

Количество масла, отводимого из кожухотрубного испарителя паром, определяется его скоростью движения в испарителе, местом присоединения всасывающего патрубка к кожуху испарителя и его конструкцией. Скорость в паровом пространстве зависит от количества образовавшегося пара (от тепловой нагрузки) и от степени заполнения испарителя жидким фреоном. Если тепловая нагрузка либо степень

заполнения испарителя снижаются, то уменьшается количество жидкой маслофреоновой смеси, уносимой из него вместе с паром. При малых тепловых нагрузках унос масла из испарителя может полностью прекратиться и привести к значительному ухудшению его теплопередачи, а также к аварийному снижению уровня масла в картере компрессора.

Принципиальная схема питания фреонового испарителя по перегреву приведена на рис. IV.3. Особенностью этих схем является настройка ТРВ для обеспечения нормальной работы системы.

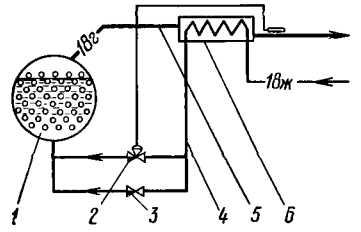


Рис. IV.3. Принципиальная схема питания фреонового кожухотрубного испарителя по перегреву:

1 — кожухотрубный испаритель; *2* — ТРВ; *3* — ручной регулирующий вентиль; *4* — трубопровод подачи жидкого фреона; *5* — всасывающий трубопровод; *6* — теплообменник.

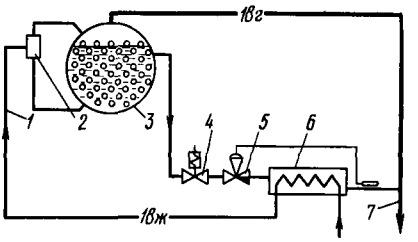


Рис. IV.4. Принципиальная схема питания фреонового кожухотрубного испарителя по уровню:

1 — трубопровод подачи жидкого фреона; *2* — регулятор уровня; *3* — кожухотрубный испаритель; *4* — соленоидный вентиль; *5* — ТРВ; *6* — теплообменник; *7* — всасывающий трубопровод.

При плавном увеличении тепловой нагрузки испарителя усиленное парообразование в аппарате приводит к уносу жидкости, что влечет за собой уменьшение подачи фреона через ТРВ. Однако ТРВ не может обеспечить безопасной работы системы при резком увеличении тепловой нагрузки, так как вскипание фреонов может привести к переполнению испарителя и влажному ходу компрессора. Поэтому приведенная схема пригодна лишь для питания испарителей, работающих в стационарном режиме при незначительных колебаниях тепловой нагрузки. Регулирование заполнения испарителя в пусковых и переходных режимах осуществляют ручным регулирующим вентилем.

Если термобаллон ТРВ установить на трубопроводе между испарителем и теплообменником, то вероятность влажного хода компрессора при переменных тепловых нагрузках несколько уменьшается, однако ухудшаются возврат масла в компрессор и теплопередача в испарителе. По опытным данным ВНИХИ, коэффициент теплопередачи, отнесенный к полной поверхности аппарата, снижается на 30% при повышении перегрева паров R22, выходящих из испарителя от 0 до 2°С.

Принципиальная схема питания фреонового испарителя в зависимости от уровня приведена на рис. IV.4. Уровень жидкости в испарителе поддерживается таким, чтобы исключить попадание ее во всасывающий трубопровод при максимальных тепловых нагрузках, соответствующих заданным условиям эксплуатации испарителя. Удаление

маслофреоновой смеси из аппарата осуществляется по специальному трубопроводу, присоединенному к испарителю в зоне наивысшей концентрации масла в жидкой фазе. Жидкость, отведенная из испарителя, поступает в теплообменник, где происходит доиспарение фреона.

Соленоидный вентиль, расположенный между испарителем и ТРВ, закрывается одновременно с выключением компрессора и предотвращает поступление жидкости во всасывающий трубопровод в нерабочий период. Рассмотренная схема обеспечивает надежную эксплуатацию холодильной установки при изменяющихся во времени тепловых нагрузках.

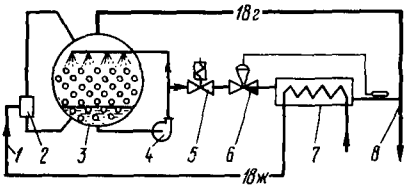


Рис. IV.5. Принципиальная схема питания фреонового оросительного испарителя по уровню:

1 — трубопровод подачи жидкого фреона; *2* — регулятор уровня; *3* — оросительный испаритель; *4* — циркуляционный насос; *5* — соленоидный вентиль; *6* — ТРВ; *7* — теплообменник; *8* — всасывающий трубопровод.

Для низкотемпературных фреоновых установок перспективна схема питания испарителя, приведенная на рис. IV.5. От предыдущей она отличается тем, что в схеме используется оросительный испаритель с насосной циркуляцией маслофреоновой смеси. Некоторые зарубежные фирмы изготовляют оросительные испарители, оборудованные встроенными циркуляционными насосами либо эжекторами.

Распределение фреона по многочисленным потребителям холода в холодильных установках большой мощности осуществляют с помощью насосно-циркуляционных охлаждающих систем, которые в отличие от аммиачных имеют дополнительные устройства, предназначенные для доиспарения фреона из масла и возврата его в компрессоры. Если такие установки и обслуживаются несколькими компрессорами, то возникают затруднения, связанные с распределением возвращаемого масла между параллельно работающими компрессорами.

В этом случае рекомендуют объединять картер компрессоров паровыми и жидкостными уравнительными линиями. Однако такое решение несколько снижает надежность эксплуатации и усложняет автоматизацию компрессоров. Поэтому предпочтительнее создавать фреоновую холодильную установку, включающую несколько параллельно работающих автономных однокомпрессорных холодильных машин, чем установку, в которой несколько компрессоров параллельно отсасывают пары из общей всасывающей линии.

Если это не осуществимо, то для параллельно работающих компрессоров можно рекомендовать централизованную систему возврата масла, в которую входят последовательно включенные теплообменник, ректификатор и маслособиратель.

Во фреоновых установках двух и трехступенчатого сжатия обычно применяют комбинированные аппараты (теплообменники и маслоотделители), устанавливаемые после каждой ступени сжатия, которые выполняют функции промежуточных охладителей сжатого пара с автоматическим возвратом масла в соответствующие компрессоры. Иногда

во многоступенчатых установках применяют один маслоотделитель, который устанавливают после ступени высокого давления, а компрессоры среднего и низкого давления получают масло из картеров более высоких ступеней через поплавковые игольчатые клапаны.

В каскадных установках, работающих при температурах кипения фреона ниже —100°С, трудно организовать возврат масла из испарителей в компрессор нижней ветви каскада. Объясняется это тем, что даже у самых современных низкотемпературных масел, применяемых в холодильной технике, при таких низких температурах вязкость возрастает настолько, что они теряют текучесть. В этих условиях для смазки низкотемпературных компрессоров применяют масла с высокой температурой замерзания, например вакуумные. Их отделяют от циркулирующего фреона в специальных спаренных маслоотделителях-вымораживателях до поступления маслофреоновой смеси в конденсатор-испаритель.

Вымораживатели включены параллельно и работают попеременно. В один из них, работающий в режиме вымораживания масла, подают сжатый пар после компрессора, а также жидкий фреон в змеевики аппарата, где он кипит при температуре ниже температуры замерзания масла. Поступающие в вымораживатель капельки масла затвердевают и сепарируются, а масляный пар осаждается на змеевиках в виде инея. Одновременно второй вымораживатель обогревают внешним теплом при закрытой подаче парообразного и жидкого фреона. При этом масло становится жидким и его возвращают в компрессор. Концентрация масла в испарителе зависит как от количества маслофреоновой смеси, уносимой из него потоком пара, так и от количества масла, попадающего в испаритель с жидким фреоном после дросселирования. Так как поступление жидкой фазы в испаритель превышает унос ее в несколько раз, то для обеспечения нормального возврата масла в компрессор необходимо, чтобы концентрация маслофреонового раствора, находящегося в испарителе, была во столько же раз больше концентрации раствора, поступающего в испаритель. Чем меньшее количество масла поступает в испаритель с жидким фреоном, тем ниже концентрация масла в смеси, находящейся в аппарате.

Маслоотделители установок, работающих на маслофреоновых смесях, особенно с неограниченной взаимной растворимостью, должны возвращать в компрессор масло с малым содержанием фреона, для того чтобы предотвратить его вспенивание в картере. Обычные аммиачные маслоотделители, охлаждаемые водой, для фреоновых установок не подходят, так как отделенное в них масло содержит значительно большее количество фреона, чем находящееся в компрессоре, и возврат его в картер приводит к повышенному пенообразованию. Поэтому фреоновые маслоотделители имеют специальные устройства для подогрева возвращаемого масла горячим паром после компрессора.

В современных фреоновых холодильных установках теплообменники предназначены для переохлаждения маслофреоновой смеси на 20—25°С (в некоторых случаях значительно больше), а также защищают компрессор от влажного хода.

Охлаждение жидкого фреона, осуществляемое за счет перегрева

пара в теплообменнике, увеличивает удельную холодопроизводительность хладагента, однако уменьшает массовое количество фреона, всасываемого компрессором. Эти противоположные влияния приводят при отрицательных температурах кипения к небольшому (до 10—15%) увеличению холодопроизводительности и энергетических коэффициентов холодильных машин, работающих на R12 и R502. С повышением температуры конденсации положительный эффект регенерации увеличивается. По данным А. В. Быкова, высокая эффективность действительного холодильного цикла при работе на R502 обеспечивается при регенерации, соответствующей перегреву паров, всасываемых компрессором, на 40—60°С.

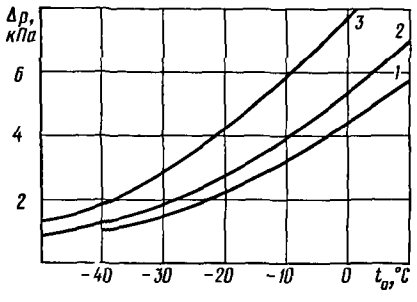


Рис. IV.6. Зависимость допустимого гидравлического сопротивления паровой зоны теплообменника Δp от температуры кипения t_0:
1 — для R12; *2* — R22; *3* — для R502.

Коэффициент теплопередачи и гидравлическое сопротивление теплообменника существенно зависят от концентрации масла в смеси $\xi_м$ и сухости пара x, поступающего в него. По данным В. Б. Якобсона, при $x = 1$ коэффициент теплопередачи в 1,5 раза меньше, чем при $x = 0{,}86$—$0{,}98$. С повышением $\xi_м$ от 1 до 10% гидравлическое сопротивление теплообменника увеличивается в 5—6 раз. Поэтому для повышения удельного теплосъема и снижения сопротивления крупных теплообменников их целесообразно конструктивно оформлять в виде двух последовательно расположенных секций, первая из которых рассчитана на осушение поступающего пара, а вторая — на его перегрев.

Для обеспечения транспортировки масла минимальную скорость в теплообменнике принимают равной 6,1 м/с.

При проектировании теплообменников можно принимать гидравлическое сопротивление их паровой зоны по данным фирмы «Данфосс», приведенным на рис. IV.6

Разводка трубопроводов. В охлаждающих системах разводку трубопроводов выполняют так, чтобы обеспечить непрерывный равномерный возврат в компрессор уносимого масла.

Фреоновые жидкостные трубопроводы прокладывают аналогично аммиачным. Однако нужно помнить, что скрытая теплота фазового перехода у фреонов в несколько раз меньше, а плотность — значительно выше, чем у аммиака. Поэтому большое внимание следует обращать на предотвращение вскипания фреона вследствие падения его давления в трубопроводах, направляющих жидкость снизу вверх к распределительным и дроссельным устройствам. Транспортировка масла во фреоновых паровых трубопроводах возможна лишь при достаточной скорости пара. Минимальная скорость, необходимая для транспортировки масла, зависит от размеров его капель и плотности пара, которая резко меняется от температуры и давления.

Повышенные скорости в трубопроводах обеспечивают транспортировку более крупных капель масла, однако приводят к резкому возрастанию потерь давления пропорционально квадрату скорости движения хладагента. Это ухудшает условия работы компрессора и снижает его холодопроизводительность. Особенно нежелательны повышение гидравлического сопротивления, всасывающих трубопроводов низкотемпературных одно- и многоступенчатых холодильных установок.

Л. З. Мельцер рекомендует следующие минимальные скорости, обеспечивающие перенос масла во фреоновых трубопроводах: в вертикальных всасывающих трубопроводах с движением фреона снизу вверх — 8,0 м/с; в вертикальных нагнетательных — 7,5 м/с; в горизонтальных всасывающих с уклоном по ходу пара — 4,5 м/с; в горизонтальных нагнетательных — 3,5 м/с.

Для облегчения подъема масла в вертикальных паровых трубопроводах их нижнюю часть выгибают в виде сифонов, как показано на рис. IV.1 и IV.2. Масло постепенно заполняет сифон и повышает его гидравлическое сопротивление до тех пор, пока не выбрасывается потоком пара в сторону пониженного давления.

Если возникает необходимость подавать масло с парами фреона вверх на значительную высоту, то на трубопроводе выполняют каскад сифонов с расстоянием между ними 3—9 м по вертикали. Масло под давлением парообразного фреона перебрасывается от нижерасположенного сифона к находящемуся над ним.

Верхнюю часть вертикальных трубопроводов, транспортирующих паромасляную смесь из отдельных испарителей снизу вверх, следует выгибать в виде грифонов (обратных сифонов) и подключать к общей всасывающей линии сверху, как показано на рис. IV.1. и IV.2. Это предотвращает попадание маслофреоновой смеси из одного испарителя в другой.

Надежный возврат масла из испарителей в компрессор может быть обеспечен, если его всасывающий вентиль расположен ниже выходных патрубков испарителей и применяется верхняя разводка всасывающих трубопроводов.

Горизонтальные участки паровых трубопроводов выполняют с уклоном 3—5% по ходу фреона. Уклон позволяет снизить скорость пара, а также не допустить обратный слив масла по трубе при остановке компрессора либо уменьшении его производительности.

В схемах с верхней разводкой трубопроводов нагнетательные стояки параллельно работающих компрессоров целесообразно присоединять к общему коллектору с помощью грифонов, непосредственно перед которыми на каждом стояке устанавливают обратные клапаны. Это защищает временно не работающие компрессоры от опасного заполнения маслом их нагнетательных стояков и конденсации в них пара.

В небольших установках с переменной во времени тепловой нагрузкой часто используют один компрессор с регулируемой холодопроизводительностью, позволяющий поддерживать давление испарения приблизительно постоянным. При колебаниях тепловой нагрузки скорость пара в его всасывающем и нагнетательном трубопроводах

может изменяться в несколько раз. В этих условиях осложняется транспортировка масла в трубопроводах, направленных снизу вверх, например когда конденсатор располагают на крыше здания. Можно рассчитать сечение вертикального отрезка нагнетательной линии компрессора с регулируемой холодопроизводительностью таким образом, чтобы при минимальной тепловой нагрузке в ней поддерживалась скорость пара, достаточная для транспортировки масла. Однако при увеличении производительности компрессора гидравлическое сопротивление трубопровода резко возрастает.

В установках с регулируемой холодопроизводительностью применяют нагнетательную линию из двух труб разного диаметра (рис. IV.7).

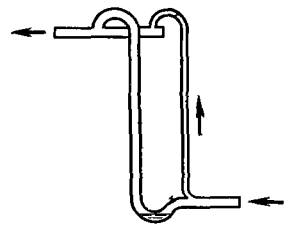


Рис. IV.7. Принципиальная схема двухтрубной нагнетательной линии.

При повышении тепловой нагрузки суммарное сечение трубопроводов обеспечивает скорость пара, необходимую для переноса масла. При уменьшении производительности компрессора скорость пара становится меньше минимально допустимой, масло постепенно заполняет сифон и создает гидравлический затвор, перекрывающий трубу большего диаметра. При этом весь пар пойдет по трубе малого диаметра со скоростью, достаточной для переноса масла.

Особенности циркуляции маслофреоновых смесей. Концентрация масла в смеси, возвращаемой в компрессор, зависит от перегрева пара фреона в теплообменнике.

При отсутствии теплообменника во фреоновой установке с безнасосной системой охлаждения фреон в охлаждающих приборах почти полностью испаряется. Незначительное количество фреона доиспаряется из масла во всасывающем трубопроводе. Концентрация масла в маслофреоновой смеси в испарителе высокая, а на выходе из него — близкая к единице, а это значит, что бóльшая часть масла скапливается в испарителе, что ухудшает надежность холодильных машин и теплопередачу испарителя.

При наличии теплообменника в испаритель поступает маслофреоновая смесь с концентрацией масла ξ_1, содержащая $(G + \Delta G)$ кг жидкого фреона. Под действием теплопритоков в испарителе выкипает G кг фреона и из него выходит маслофреоновая смесь с концентрацией масла ξ_2, содержащая ΔG кг хладагента. Эта смесь направляется в теплообменник, где происходит доиспарение фреона в количестве ΔG и перегрев всего образовавшегося пара на величину $\Delta t_{\text{п}}$ за счет переохлаждения жидкости после конденсатора на величину $\Delta t_{\text{ж}}$.

Уравнение теплового баланса теплообменника в условиях стационарного режима имеет вид

$$(G + \Delta G)\,\Delta t_{\text{ж}} + G_{\text{м}} c_{\text{м}} \Delta t_{\text{ж}} = \Delta G r + (G + \Delta G)\,\Delta t_{\text{п}} + G_{\text{м}} c_{\text{м}} \Delta t_{\text{п}}\,, \qquad \text{(IV.1)}$$

где $G_{\text{м}}$ — количество масла, возвращаемого в компрессор из теплообменника, равное количеству масла, поступающего в испаритель; $c_{\text{м}}$ — удельная теплоемкость масла (для упрощения $c_{\text{м}}$ принята постоянной, определяемой по средней температуре маслофреоновой смеси в теплообменнике); $\Delta t_{\text{ж}}$ и $\Delta t_{\text{п}}$ — разности энтальпии

жидкого и парообразного фреона, соответствующие разностям температур $\Delta t_{ж}$ и $\Delta t_{п}$; r — скрытая теплота парообразования фреона при средней температуре в теплообменнике.

Решая уравнение (IV.1), получаем выражение, определяющее количество фреона ΔG, которое нужно испарить в теплообменнике для возврата в компрессор $G_{м}$ кг масла, в зависимости от условий работы холодильной установки

$$\Delta G = Gk_1 + G_{м}k_2, \qquad \text{(IV.2)}$$

где

$$k_1 = (\Delta i_{ж} - \Delta i_{п})/(r + \Delta i_{п} - \Delta i_{ж}); \quad k_2 = [c_{м}(\Delta t_{ж} - \Delta t_{п})]/(r + \Delta i_{п} - \Delta i_{ж}). \qquad \text{(IV.3)}$$

Если переохлаждение жидкого фреона в теплообменнике происходит за счет кипения жидкого фреона и перегрева паров, поступающих из испарителей холодильной установки, то в них нужно подавать большее количество жидкости, чем требуется для поглощения наружных теплопритоков. В этих условиях кратность циркуляции фреона через испарители, определяемая как $n = (G + \Delta G)/G$ (IV.4), будет выше единицы. Таким образом создается своего рода запас жидкого фреона, компенсирующий неточность распределения его между параллельно работающими шлангами испарителей.

Расчетное выражение для определения n можно получить из зависимостей (IV.2) и (IV.3)

$$n = 1 + k_1 + (G_{м}/G)\,k_2.$$

Для фреоновых одноступенчатых установок с теплообменниками значение кратности циркуляции фреона n составляет 1,1—1,3 в зависимости от условий работы. Это упрощает распределение фреона между испарителями, а также обеспечивает устойчивое питание их при небольших колебаниях тепловой нагрузки в процессе эксплуатации.

Из выражения (IV.4) следует, что кратность циркуляции n повышается с увеличением количества теплоты (пропорциональной $\Delta i_{ж}$), отведенной в теплообменнике от переохлаждаемого фреона. Поэтому нужно стремиться к тому, чтобы фреон, поступающий из конденсатора, переохлаждался в теплообменнике до температуры, на 2—3°С превышающей температуру кипения.

Дополнительными преимуществами переохлаждения фреона в теплообменнике являются предотвращение расслоения маслофреоновой смеси в дроссельном вентиле и уменьшение концентрации масла в испарителях вследствие понижения сухости отводимого от них пара.

Нельзя признать целесообразными некоторые промышленные схемы фреоновых установок, в которых на переохлаждение в теплообменник подается часть жидкого фреона, поступающего из конденсатора, а другая часть дросселируется без предварительного переохлаждения.

Концентрация масла в маслофреоновой смеси, поступающей в испаритель ξ_1 и выходящей из него ξ_2

$$\xi_1 = G_м/(G + \Delta G + G_м), \quad (IV.5)$$

$$\xi_2 = G_м/(\Delta G + G_м). \quad (IV.6)$$

Из этих выражений получаем соотношения, связывающие количества фреона, выкипающего в испарителе, и масла, поступающего в него (либо удаляемого из него), с концентрациями масла ξ_1 и ξ_2

$$(G/G_м) = (1/\xi_1) - (1/\xi_2), \quad (IV.7)$$

$$(\xi_2/\xi_1) = 1 + [G/(\Delta G + G_м)].$$

Решая совместно уравнения (IV.7), (IV.2) и (IV.5) относительно ξ_2, получаем расчетную зависимость для определения концентрации масла в маслофреоновой смеси, выходящей из испарителя, если известны концентрация ξ_1 и условия работы холодильной установки

$$\xi_2 = (1 + k_1)/[1 + (k_1/\xi_1) + k_2].$$

Из выражений (IV.3), (IV.5) и (IV.7) можно получить расчетную зависимость для определения кратности циркуляции фреона n, если известны концентрации маслофреоновой смеси, поступающей в испаритель ξ_1 и выходящей из него ξ_2

$$n = (1 - \xi_1)/[1 - (\xi_1/\xi_2)].$$

Анализ этого выражения показывает, что в стационарном режиме большей концентрации масла ξ_2 соответствует меньшая кратность циркуляции фреона. При повышении концентрации масла ξ_1 кратность циркуляции фреона несколько возрастает, особенно при невысоких концентрациях масла в жидкости, поступающей в теплообменник из испарителей.

Известно, что повышение перегрева пара на всасывании фреонового компрессора приводит к увеличению его коэффициента подачи. Однако вследствие того, что количество теплоты, отводимой в теплообменнике, ограниченно, высокие перегревы пара на выходе из него могут быть получены за счет увеличения сухости пара, поступающего в теплообменник, т. е. за счет уменьшения ΔG. Это приводит к снижению кратности циркуляции фреона через испарители, а также к повышению концентрации масла в них со всеми вытекающими отсюда отрицательными последствиями.

Приведенные противоположные тенденции показывают, что целесообразно определять оптимальные перегревы пара на всасывании фреонового компрессора, соответствующие наиболее эффективной работе охлаждающей системы и компрессора в целом для различных режимов эксплуатации холодильной установки; эти расчеты осуществляют с помощью указанных зависимостей в сочетании с обычным технико-экономическим расчетом холодильной установки на указанных технологических режимах.

Глава V

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ, СКОРОМОРОЗИЛЬНЫЕ АППАРАТЫ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ

ИСПАРИТЕЛИ

Испаритель — теплообменный аппарат, который осуществляет передачу теплоты от охлаждаемой среды к хладагенту.

По характеру охлаждаемой среды (по назначению) различают испарители для охлаждения жидких хладоносителей и технологических продуктов, испарители для охлаждения воздуха и газообразных технологических продуктов, испарители для охлаждения твердых технологических продуктов, испарители-конденсаторы.

В холодильной технике теплообменные аппараты, используемые для охлаждения жидких хладоносителей и жидких технологических продуктов, обычно называют испарителями, а аппараты для охлаждения воздуха — батареями и воздухоохладителями.

В зависимости от условий циркуляции охлаждаемой жидкости испарители могут быть закрытого или открытого типа. Испарителями закрытого типа называют испарители с закрытой системой циркуляции охлаждаемой жидкости, прокачиваемой насосом. К ним относятся кожухотрубные и кожухозмеевиковые испарители. Испарителями открытого типа называют испарители с открытым уровнем охлаждаемой жидкости, циркуляция которой создается мешалкой. К ним относятся вертикальнотрубные и панельные испарители.

По характеру заполнения хладагентом испарители разделяют на затопленные и незатопленные. К последним относятся оросительный, кожухотрубный с кипением в трубах, а также змеевиковый испаритель с верхней подачей жидкости.

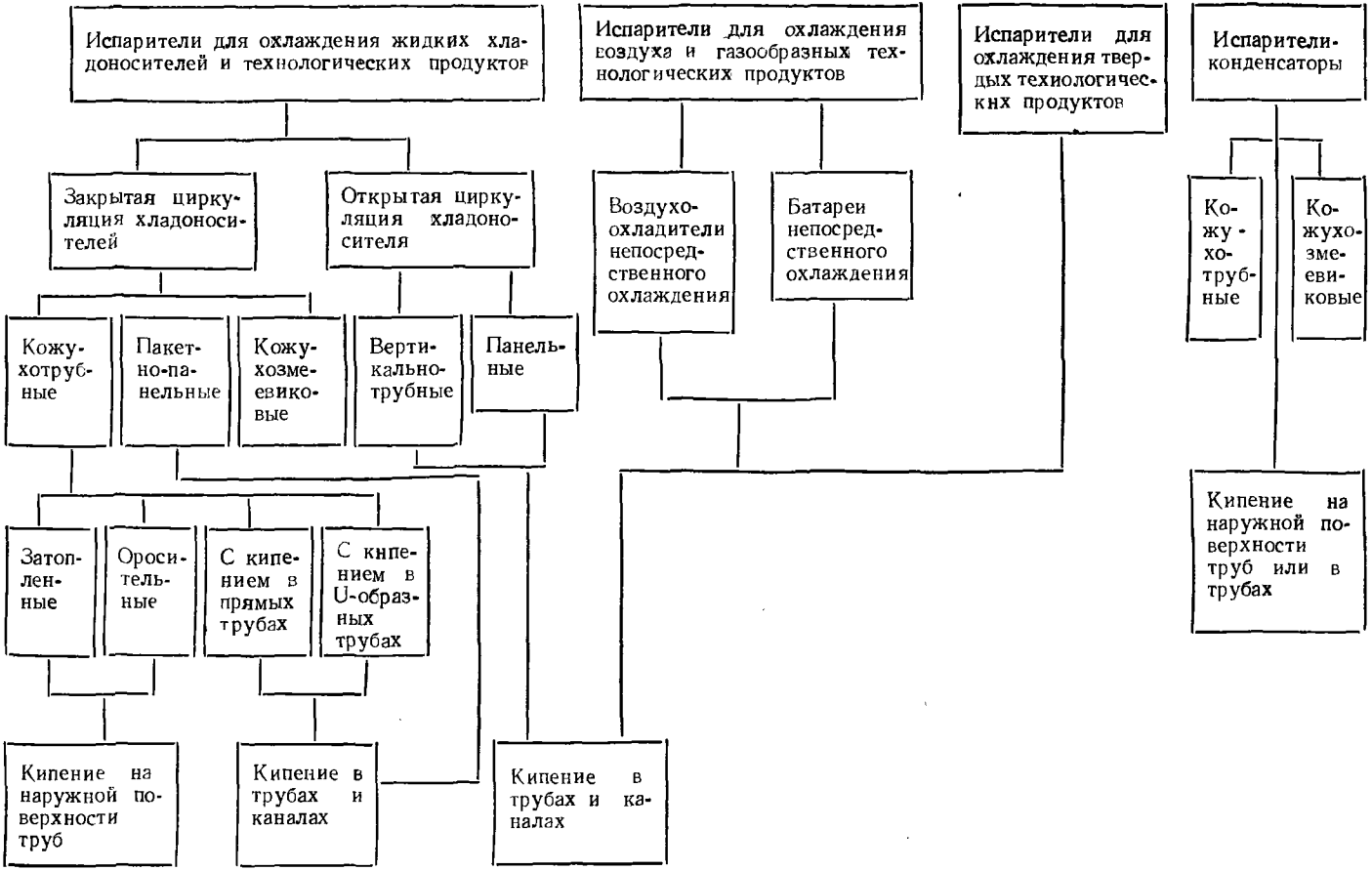
Испарители также разделяют на группы *в зависимости от того, на какой поверхности кипит хладагент*: в межтрубном пространстве (кожухотрубные затопленные и оросительные) или внутри труб и каналов (кожухотрубные с кипением в трубах, вертикально трубные). Последнее разделение методически важно с точки зрения выбора модели для расчета теплоотдачи кипящей жидкости.

По характеру движения хладагента различают испарители с естественной и вынужденной циркуляцией.

Рассмотренная классификация испарителей показана на схеме.

Отечественная промышленность выпускает аммиачные кожухотрубные испарители с горизонтальными трубами (ИТГ) с площадью теплопередающей поверхности от 6,5 до 800 м^2, работающие на аммиаке, и фреоновые, типа ИТР, с площадью поверхности от 12 до 1800 м^2. Тип конструкций аммиачных и фреоновых испарителей одинаков. Основное их отличие состоит в материале и характере поверхности теплообмена.

В отечественных испарителях принято четное число ходов, что обеспечивает расположение рассольных подводящего и отводящего трубопроводов на одной стороне аппарата. Число ходов по хладоносителю


Испарители для охлаждения жидких хладоносителей и технологических продуктов
Испарители для охлаждения воздуха и газообразных технологических продуктов
Испарители для охлаждения твердых техиологическнх продуктов
Испарители-конденсаторы
Закрытая циркуляция хладоносителей
Открытая циркуляция хладоносителя
Воздухоохладители непосредственного охлаждения
Батареи непосредственного охлаждения
Кожухотрубные
Кожухотрубные
Кожухозмеевиковые
Кожухотрубные
Пакетно-панельные
Кожухозмеевиковые
Вертикально-трубные
Панельные
Затопленные
Оросительные
С кипением в прямых трубах
С кнпением в U-образных трубах
Кипение на наружной поверхности труб
Кипение в трубах и каналах
Кипение в трубах и каналах
Кипение на наружной поверхности труб или в трубах

составляет от 4 до 12. Выбирают его таким образом, чтобы обеспечить достаточно высокую скорость движени рассола. Хладоноситель подводится к нижнему штуцеру и отводится от верхнего.

Парожидкостная смесь от регулирующего вентиля подводится в испаритель снизу в межтрубное пространство. В аппараты с большой поверхностью парожидкостная смесь поступает от общего коллектора в нескольких точках по длине испарителя.

Важным конструктивным параметром кожухотрубного испарителя является отношение длины кожуха аппарата к его диаметру $L/D_к$. С увеличением отношения $L/D_к$ снижается масса аппарата из-за меньшей относительной величины массы крышек и фланцев, уменьшаются число ходов (при одинаковых подогревах хладоносителя) и сопротивление проходу хладоносителя, упрощается конструкция аппарата

Конструкционные отличия фреоновых испарителей от аммиачных всецело зависят от теплофизических свойств хладагента. При малых перепадах температур, с которыми обычно работают испарители холодильных машин, коэффициенты теплоотдачи кипящих фреонов (особенно R12) оказываются, как правило, ниже коэффициентов теплоотдачи со стороны хладоносителя. Для снижения термического сопротивления со стороны кипящего фреона на трубах делают накатные ребра *малой высоты (1,45—1,6 мм) и с малым шагом (коэффициент оребрения* составляет 3,5—3,8).

Из-за более высокой стоимости медных накатных труб по сравнению со стальными, гладкими, при проектировании фреоновых испарителей выбирают больший перепад температур ($\Delta t = 6 — 8$°С), чем в аммиачных.

Уровень заполнения межтрубного пространства жидкостью во фреоновых испарителях ниже ($\sim$ 0,6 диаметра кожуха), чем в аммиачных, так как при кипении фреона (при температурах до —40°С) происходит вспенивание жидкости из-за наличия в ней растворенного масла.

Для агрегатов с центробежными компрессорами применяют специальные конструкции испарителей. В них трубами занята примерно половина трубной решетки; свободная часть кожуха используется для осушения и перегрева паров хладагента. В кожухотрубных оросительных испарителях, как и в затопленных, рассол проходит внутри труб, а хладагент стекает по поверхности труб в виде тонкой пленки. Такие испарители не требуют большого количества хладагента для заполнения, гидростатический столб жидкости в них мал и практически не влияет на теплопередачу. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_а$ при кипении в стекающей пленке по сравнению с $\alpha_а$ при кипении в большом объеме значительно больше, практически не зависит от плотности теплового потока и определяется в основном кратностью циркуляции фреона.

В водоохлаждающих агрегатах часто применяют кожухотрубные аппараты с кипением хладагента внутри труб, хладоноситель движется в межтрубном пространстве. Эти аппараты могут иметь два конструктивных исполнения: с U-образными трубами, закрепленными в одной трубной решетке, и с прямыми трубами, закрепленными с обеих сторон в трубных решетках.

Испарители с вертикальными трубами, работающие в основном как погружные аппараты, имеют площадь поверхности 20—320 м². Такие аппараты представляют собой бак с рассолом, в который погружена испарительная система. Последняя состоит из одной или нескольких секций, параллельно соединенных между собой. Каждая секция включает в себя большое число вертикальных коротких испарительных труб, объединенных вверху и внизу горизонтальными коллекторами. В нескольких местах по длине секции верхний и нижний горизонтальные коллекторы соединяются между собой вертикальными стояками большего, по сравнению с испарительными трубами, диаметра. Циркуляция аммиака в испарителе происходит вследствие различного паросодержания смеси в испарительных трубах и стояках из-за разных их диаметров, что и обеспечивает высокие коэффициенты теплоотдачи на стороне кипящего аммиака.

Испарители с вертикальными трубами обладают рядом положительных свойств, в частности при работе с ними можно не опасаться замерзания хладоносителя в баке (что важно при охлаждении воды, аккумуляторов). Недостатком этих аппаратов является большая металлоемкость и сложность сварочных работ.

Разновидностью испарителей с вертикальными трубами является панельный испаритель, состоящий из прямоугольного металлического или железобетонного бака, в который помещены испарительные секции панельного типа и мешалка, создающая циркуляцию хладоносителя. Использование панельных испарителей позволяет уменьшить массу на 25—30% (по сравнению с трубчатыми аппаратами), в 5—6 раз снизить расход бесшовных труб, стоимость которых почти втрое выше стоимости листового материала, уменьшается вместимость аппарата по хладагенту.

Таблица V.1

Температура кипения, t_0, °С	q_F Вт/м² при Δt, °С		
	3	4	5
0	1856	2900	3400
—15	1740	2784	3000
—25	1624	2204	—

Таблица V.2

Δt, °С	W_S, м/с	$q_{F\,вн}$, Вт/м² при t_0 = = — 15° ÷ —5°С
4	1,0	3248
	1,5	4640
5	1,0	4640
	1,5	6380
6	1,0	5688
	1,5	7888

В табл. V.1. приведены примерные значения q_F в аммиачных испарителях, а табл. V.2 — во фреоновых.

Наиболее эффективны аппараты с трубами, имеющими одновременно внутреннее и наружное оребрение. При проектировании аппаратов с большой плотностью теплового потока необходимо обеспечивать интенсификацию теплообмена со стороны фреонов различными методами (включая использование насадок, турбулизирующих поток, оребрение, режимный метод интенсификации[1], переход к насосной подаче хладагента), уменьшающими термическое сопротивление со стороны хладагента.

ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ И ОХЛАЖДАЮЩИЕ БАТАРЕИ

Воздухоохладители

Воздухоохладителем принято называть теплообменный аппарат, предназначенный для охлаждения воздуха. Движение воздуха в воздухоохладителе принудительное.

Воздухоохладители подразделяются в зависимости от вида контакта воздуха с охлаждаемой поверхностью на поверхностные, контактные и смешанные.

В холодильной технике наиболее широкое применение получили поверхностные воздухоохладители. Аппараты, в трубах которых кипит хладагент, называют аппаратами непосредственного охлаждения, а если в трубах протекает вода или хладоноситель — аппаратами с промежуточным хладоносителем. Для уменьшения сопротивления теплоотдаче от воздуха и создания компактных поверхностей воздухоохладители выполняют чаще всего оребренными снаружи. При больших плотностях тепловых потоков иногда целесообразно осуществлять и внутреннее оребрение труб.

В контактных воздухоохладителях воздух непосредственно соприкасается с хладоносителем (чаще всего это вода). Конструктивно они выполняются форсуночными либо с орошаемой насадкой.

В воздухоохладителях смешанного типа внутри трубок кипит хладагент. Снаружи трубки орошаются рассолом либо другим раствором, имеющим низкую температуру замерзания. В воздухоохладителях систем кондиционирования воздуха возможно орошение трубок водой. Орошение создает дополнительную поверхность теплообмена, а при низких температурах орошаемая жидкость способствует удалению инея с трубок.

Поверхностные воздухоохладители. Поверхностные воздухоохладители могут быть гладкотрубными или ребристыми. Гладкотрубные воздухоохладители используют в настоящее время чрезвычайно редко (обычно для процессов со значительными влаговыделениями в виде инея или льда). Скорость воздуха в суженном сечении гладкотрубных воздухоохладителей достигает 6 м/с.

---

[1] См. главу VI.

Ребристые воздухоохладители разделяются по типу оребрения поверхности. Ребра могут быть пластинчатые, спирально-навивные, спирально-накатные, отдельные насадные, литые из алюминия на цельнотянутых стальных трубах. Литые ребра имеют самое надежное сопряжение с трубой и позволяют создать оптимальный профиль, обеспечивающий наибольшую эффективность теплопередачи и минимальные гидравлические сопротивления.

Пластинчатое оребрение осуществляется на стальных трубах диаметром 25 × 2,5 мм или медных диаметром 18 × 1 мм. Ребра (стальные или алюминиевые) имеют турбулизаторы в виде отштампованных выступов, зигзагов, волн, расположенных перпендикулярно потоку воздуха.

Спирально-навивные ребристые поверхности изготовляют путем навивания стальной, алюминиевой или медной ленты на трубу. Для изготовления аммиачных и рассольных воздухоохладителей крупных холодильников применяют оребренные стальные трубы диаметром 57 × 3,5; 38 × 3(2,25); 32 × 2,5; 25 × 2,25 мм. Во всех случаях оребрение делают из стальной ленты толщиной 1 мм и высотой 30 мм; шаг между ребрами переменный (для первых рядов по направлению движения воздуха — 30 мм, а остальных рядов — 20 мм). Оптимальный шаг ребер при автоматическом оттаивании инея составляет 15 мм. Для фреоновых аппаратов применяют медные трубы диаметром от 25 × 2,5 до 14 × 1,5 мм, оребрение производят медной или алюминиевой лентой.

Спирально-накатные ребристые поверхности выполняют путем выдавливания ребер из толстостенной (толщина стенки 5 мм) медной или алюминиевой трубы. В результате накатки получают поверхность с трапециевидными ребрами. После накатки толщина трубы составляет 2 мм. Диаметр трубы 28 × 2 мм, шаг ребер 3 мм, высота ребра 14 мм, коэффициент оребрения для таких поверхностей — 19,6, масса 1 м² наружной поверхности достигает 2,54 кг. Такие поверхности применяют в основном для воздухоохладителей, работающих в режиме выпадения влаги в виде капель, для поверхностных кондиционеров.

Основными геометрическими характеристиками воздухоохладителей с оребренной поверхностью являются площадь поверхности ребер $F_р$, площадь свободной от ребер наружной поверхности трубок $F_{м.р}$ и полной наружной теплообменной поверхности $F_{ор} = F_р + F_{м.р}$, отнесенные к метру длины трубки, а также живое сечение $f_ж$ аппарата.

Важной характеристикой любой оребренной поверхности является коэффициент оребрения $\beta = F_{ор}/F_{вн}$. Для поверхностей со спирально-навивными и накатными ребрами значение β обычно составляет 6—20, с пластинчатыми ребрами 10—25; компактную поверхность с литыми ребрами можно получить при $\beta = 28—32$. Отечественные предприятия и предприятия ВНР выпускают подвесные воздухоохладители. Эти воздухоохладители изготовляют из оребренных труб диаметром 25 × 2,5.

Поскольку ребристые воздухоохладители для камер охлаждения и замораживания имеют шаг между ребрами 10—12 мм, особое внимание уделяют оттаиванию их поверхности от инея.

Для камер с температурой воздуха $t_к = 2°C$ и выше оттаивание инея, осевшего на батареях воздухоохладителя, осуществляют за счет теплопритоков от воздуха камеры.

В ОТИХП разработана новая градация ребристых воздухоохладителей, в основу которой заложен один геометрический модуль[1] (рис. V.1). Характеристики ребристой поверхности зависят от шага ребер. Коэффициент оребрения можно изменять в широком диапазоне.

Орошаемые воздухоохладители. В таких аппаратах поверхность орошается растворами этиленгликоля или кремнийорганической жидкостью, что позволяет повысить эффективность теплообмена. Теплообмен в орошаемых воздухоохладителях осуществляется между воздухом и пленкой жидкости на трубе и ребрах и между жидкостью и воздухом в межтрубном пространстве. Кроме того, орошение жидкостью предотвращает осаждение инея на трубах и ребрах.

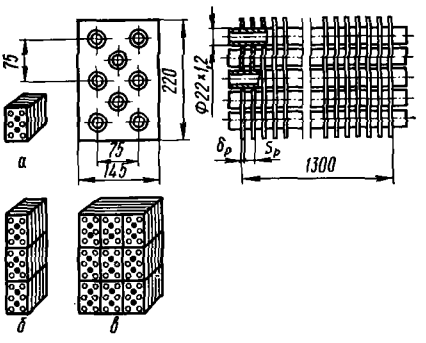


Рис. V.1. Геометрический модуль воздухоохладителя:

а — элемент-модуль; *б* — ячейка, $S_р$ = const; *в* — воздухоохладитель навесной или постаментный.

Для расчета коэффициента теплоотдачи от воздуха к поверхности коридорного пучка гладких труб воздухоохладителя [15] рекомендуется критериальная зависимость $Nu_m = 0{,}0595 \cdot Re^{0,9}((L/d)^{-0,24}$.

Зависимость справедлива для чисел Re = 4000 — 12000 и плотности орошения от 40 до 280 кг/м · ч.

Для воздухоохладителей с коридорным пучком ребристых труб при изменении числа Re в пределах от 4000 до 11000 и плотности орошения от 100 до 160 кг/(м · ч), коэффициенты тепло- и массоотдачи, отнесенные к наружной поверхности гладкой трубы, определяют из зависимости $Nu_{m_D} = 0{,}76Re^{0,7}$. Для ребристых труб воздухоохладителей на указанных режимах эксплуатации соблюдается аналогия процессов тепло- и массообмена.

Для воздухоохладителей, имеющих большое число рядов труб по высоте, орошение их поверхности жидкостью при скорости движения воздуха в живом сечении 3,5 м/с интенсифицирует теплообмен на 10—15%: в сравнении с сухим воздухоохладителем, при скорости движения воздуха до 7 м/с и отсутствии инея на его поверхности.

При Re = 4000—9000 с увеличением плотности орошения гладких и ребристых труб теплообмен в воздухоохладителе интенсифицируется за счет дополнительной поверхности капель жидкости в живом сечении. Минимальная плотность орошения составляет 40 кг/м · ч для гладких труб и 100 кг/м · ч для ребристых.

[1] Модуль — это исходная мера, принятая для выражения кратных соотношений размеров конструкции. Применение модулей позволяет унифицировать конструкции.

В орошаемых воздухоохладителях целесообразно применять поверхности теплообмена со степенью оребрения 20—25, с ребрами высотой 10—12 мм, шагом 8—10 мм и диаметром труб до 25 мм с накатными либо литыми ребрами. Поверхности из накатных труб более компактны. В настоящее время в 1 м³ компактного пучка труб можно получить поверхность до 200—250 м². При орошении теплосъем с единицы объема пакета может достигать 50000 Вт/м³.

Охлаждающие батареи

Аппараты для охлаждения воздуха в камерах при естественной циркуляции, называются охлаждающими батареями. Теплообмен при свободном движении воздуха у поверхности приборов в холодильной технике называют «тихим» охлаждением.

Для насосно-циркуляционной системы с верхней подачей применяют трехтрубную оребренную батарею с самоциркуляцией жидкого аммиака (см. главу III).

В системе «каскад» используют специальную батарею, степень заполнения трубы которой по ее сечению составляет 25—35% (см. главу III). По всей длине шланга батареи наблюдается расслоенное движение жидкости и пара, скорость движения пара в трубах не превышает 1,0—1,2 м/с. В последнее время применяют унифицированные батареи, изготовленные из секций и оцинкованные заводским способом. Выпускают как пристенные, так и потолочные батареи двух видов: коллекторные и змеевиковые.

Секции изготовляют шести типов из труб диаметром 38 × 2,5, оребренные лентой 45 × 1 мм: СК — стальные оребренные одноколлекторные; СЗГ — змеевиковые головные; СЗХ — змеевиковые хвостовые; ОС — средние; ОЗ — змеевиковые; С2К — двухколлекторные. В обозначение секции входят тип секции, шаг между трубами и площадь поверхности охлаждения (например, ОС—160—39,0). Шаг ребра $S_р$ = 20 мм применяют для камер с упакованными грузами, а $S_р$ = = 30 мм — для камер с неупакованными. Применение модулей позволяет унифицировать конструкции.

Пристенные батареи бывают одно- и двухшланговые (одно- и двухрядные). По высоте располагается от 12 до 16 труб. Собирают их на стойках из углового железа, после чего крепят к стене.

Потолочные батареи подразделяются на одно- и двухрядные, а также пучковые, состоящие из трех и более рядов по высоте. Собирают их на полках из углового железа.

Трубопроводы выполняют из сварных труб. Скорость движения жидкости в батареях принимают равной 0,4—0,5 м/с, а в магистралях — 1—1,5 м/с, но не более 2 м/с.

ОСНОВНЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Различают проектный и поверочный расчет теплообменных аппаратов. Задачей проектного расчета является определение размеров и режима работы теплообменника. Цель поверочного расчета — определе-

ние количества теплоты, которое может быть передано в конкретном теплообменном аппарате при заданных условиях его работы [9].

В обоих случаях расчет основывается на использовании основного уравнения теплопередачи $Q = qF\tau = kF\Delta t\tau$.

Более простым является расчет при постоянных температурах теплоносителей по длине теплообменника. В общем же случае температуры теплоносителей изменяются по длине теплообменника. Взаимосвязь этих изменений определяется уравнением теплового баланса, которое для бесконечно малого элемента теплообменника имеет вид

$$G'c'dt = -G''c''d\theta, \qquad (V.1)$$

где G', G'' и c', c'' — соответственно расходы и теплоемкости теплоносителей, а t и θ — их температуры в произвольном сечении аппарата.

Уравнение теплового баланса для всего аппарата получается путем интегрирования уравнения (V.1) и имеет вид

$$G'c'_{ср}(t_к - t_н) = G''c''(\theta_н - \theta_к), \qquad (V.2)$$

где $t_н$ и $\theta_н$; $t_к$ и $\theta_к$ — начальные и конечные температуры теплоносителей.

Уравнение (V.2) содержит две неизвестные величины G' или G'' и $t_к$ или $\Theta_к$ и, следовательно, является неопределенным. Такая ситуация характерна для большинства инженерных задач. Общий прием решения этих задач заключается в использовании метода последовательных приближений, состоящего в том, что вначале принимают определенные решения относительно конструкции аппарата и неизвестных технологических параметров, затем путем пересчета проверяется правильность этого выбора, уточняются значения указанных параметров и расчет повторяется до получения результатов с желаемой степенью точности.

Как коэффициент теплопередачи, так и разность температур зависят от структуры потоков, которые определяются конструкцией теплообменника и скоростями движения теплоносителей.

Общий тепловой поток определяется из выражения $Q = kF\Delta t_{ср}$.

Для противотока

$$\Delta t_{ср} = (\Delta t_н - \Delta t_к)/\ln(\Delta t_н/\Delta t_к).$$

Формула для $\Delta t_{ср}$ выведена при условии постоянства коэффициента теплопередачи по длине теплообменника.

В специальной литературе [9] опубликованы результаты расчетов $\Delta t_{ср}$ для различных схем движения материальных потоков в теплообменных аппаратах. Разность температур $\Delta t_{ср}$ зависит от схемы движения жидкостей

$$\Delta t_{ср} = \varepsilon\Delta t_{ср.прот}, \qquad (V.3)$$

где $\Delta t_{ср.прот}$ — средняя разность температур при противотоке; ε — поправочный коэффициент.

Поправочный коэффициент ε зависит от схемы движения жидкостей и является функцией трех вспомогательных величин

$$R = (\theta_н - \theta_к)/(t_к - t_н), \quad p = (t_к - t_н)/(\theta_н - t_н), \quad c = (kF)_{прот}/(kF)_{прям},$$

где $t_н$ и $t_к$ — начальная и конечная температуры холодной жидкости; $\theta_н$ и $\theta_к$ — начальная и конечная температуры теплой жидкости; $(kF)_{прот}$ и $(kF)_{прям}$ — произведения коэффициента теплопередачи и площади поверхности теплообмена соответственно для противоточных и прямоточных аппаратов.

При одинаковых условиях наиболее целесообразным направлением движения жидкостей является противоток.

Таким образом, чтобы определить $\Delta t_{ср}$ нужно задаться схемой движения жидкостей и конечной температурой теплоносителя. Выбрав последнюю, не составляет труда найти расход хладоносителя по формуле (V.2).

Выбор конечной температуры хладоносителя является альтернативной задачей. Необходимо, чтобы принятое значение было оптимальным с технико-экономической точки зрения.

Чтобы рассчитать коэффициент теплопередачи, необходимо знать площади поперечного сечения каналов, по которым движутся теплоносители (расходы их известны). Это вынуждает предварительно задаться конструкцией и размерами теплообменника (для этого пользуются нормалями и каталогами теплообменной аппаратуры) с учетом допустимых экономической целесообразности и скоростей движения сред. Правильность такого предварительного выбора определяется опытом и эрудицией инженера. Предварительный выбор основывается на оценке коэффициента теплопередачи, для чего можно воспользоваться табл. V.3 [4].

Таблица V.3

Теплообменник	Коэффициент теплопередачи k, Вт/(м² · К)	
	вынужденное движение	естественная конвекция
От газа к газу	10—40	4—12
От газа к жидкости или конденсирующемуся пару	10—60	6—20
От жидкости к жидкости	200—2000	150—350
От конденсирующегося пара к воде	800—3500	300—1200
От конденсирующегося пара к органическим жидкостям	200—1000	100—300
От конденсирующегося пара к кипящей жидкости	500—3500	300—2000
От конденсирующегося пара органической жидкости к воде	300—1000	200—500

Наибольший вклад в общее термическое сопротивление теплопередаче вносится со стороны той жидкости, для которой коэффициент теплоотдачи имеет наименьшее значение. Поэтому при проектировании теплообменника следует в первую очередь изыскивать такие технологические и конструктивные решения, которые обеспечивают повышение коэффициента теплоотдачи со стороны жидкости, создающей большое термическое сопротивление.

Наиболее эффективно протекает процесс теплообмена, когда коэффициенты теплоотдачи со стороны обеих жидкостей близки по величине.

Так как на значение α в большой степени влияет скорость движения жидкости, то для обеспечения указанного условия $\alpha' = \alpha''$ следует направлять жидкость, расход которой меньше, в пространство теплообменника с меньшей площадью поперечного сечения.

После предварительного выбора конструкции и основных размеров аппарата, определения направления движения материальных потоков рассчитывают коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи и значение последнего сравнивают с принятым для ориентировочного расчета. При значительном различии их принимают новое значение площади поверхности теплообмена и по новым размерам теплообменника заново выполняют вычисления.

В результате описанного расчета находят значения α_1, α_2, k и F и определяют размеры теплообменника. Однако этим не исчерпывается задача проектного расчета, так как правильное решение ее должно соответствовать такому значению конечной температуры хладоносителя, которое обеспечивает оптимальные технико-экономические показатели аппарата или установки.

Таким образом, порядок расчета следующий: 1) составляют тепловой баланс аппарата; 2) определяют среднюю разность температур между средами в аппарате $\Delta t_{ср}$; 3) определяют коэффициенты теплоотдачи теплой и холодной сред α_1 и α_2; 4) определяются коэффициент теплопередачи аппарата k и плотность теплового потока q_F; 5) находят площадь поверхности теплообмена F; 6) выбирают коэффициент запаса к найденному значению F и уточняют принятые значения скоростей и проходных сечений; 7) определяют и сопоставляют с допустимыми гидравлические сопротивления обеих сред; 8) определяют производительность насосов вентиляторов, потребную мощность приводов, подбирают насосы и вентиляторы. После этого приступают к технико-экономическому расчету.

Основным критерием оптимальности инженерных решений является технико-экономическая эффективность, т. е. обеспечение заданной цели при минимальных затратах материальных средств и труда. Технико-экономические показатели оцениваются значением эксплуатационных затрат $Э$, капитальных затрат K и сроком окупаемости T. Основными статьями эксплуатационных расходов в процессах теплообмена являются затраты, связанные с расходом хладоносителя (или хладагента), амортизационные отчисления, затраты на обслуживание (включая ремонт), затраты на перемещение хладоносителей через аппарат. С технико-экономической точки зрения оптимальным будет такое решение, для которого сумма $П$ годовых эксплуатационных затрат и капитальных затрат, приходящихся на один год нормативного срока окупаемости, минимальна $П = (Э + K)/T$. Помимо этого технико-экономического критерия оптимальности в некоторых специальных случаях могут использоваться другие критерии (например, минимальная масса аппарата для передвижных установок).

Величину $П$ можно выразить следующим образом: $П = Fn_F + N_1n_1 + N_2n_2 + GS\tau_г + З$,

где n_F — сумма разовых затрат, пропорциональных площади поверхности теплообмена F и отнесенных к 1 м²: N_1 и N_2 — мощности, потребляемые нагнетателями

(насосами или вентиляторами) на перемещение хладоносителей; n_1 и n_2 — удельные затраты (отнесенные к единице мощности) на обслуживание, ремонт и привод нагнетателей; G — расход хладоносителя; S — стоимость хладоносителя; $\tau_г$ — время работы установки за календарный год; $З$ — заработная плата обслуживающего персонала.

Значения F, N_1, N_2 и G выражают через технологические и конструктивные параметры, значение F связывают с температурами и коэффициентом теплопередачи, который в свою очередь выражают через скорость движения жидкости. Последняя же является функцией расхода и конструктивных размеров (площади поперечного сечения, числа ходов).

Мощность приводов вентиляторов или насосов определяется гидравлическими сопротивлениями, которые с помощью известных формул выражают через конструктивные размеры и расходы. Расход хладоносителя связан с его температурой подогрева или охлаждения в аппарате. Коэффициенты n_F, n_1, n_2, S, а также значения $\tau_г$ и $З$ находят по специальным прейскурантам. В результате получается система уравнений, в которой независимыми переменными являются конечная температура одной из жидкостей и конструктивные размеры. На основании анализа системы уравнений устанавливают сочетание параметров, обеспечивающих минимизацию функции $П$. Решение задачи требует многочисленных расчетов при ступенчатом изменении независимых переменных и выполняется с помощью ЭВМ.

Поверочный расчет основывается на уравнениях теплового баланса и теплопередачи $Q = W_1\Delta t = W_2\Delta\Theta$,

где $W_1 = G_1c_1$ и $W_2 = G_2c_2$ — так называемые водяные эквиваленты хладоносителей; Δt и $\Delta\theta$ — изменения температур жидкостей; $\Delta t_{ср}$ — средняя разность температур.

Эта система уравнений содержит три неизвестные величины: количество передаваемой теплоты Q и конечные температуры $t_к$ и $\Theta_к$. Связь $t_к$ и $\Theta_к$ с Δt и Θ выражается соотношениями $t_к = t_н - \Delta t$, $\Theta_к = \Theta_н + \Delta\Theta$. Связь $\Delta t_{ср}$ с Δt и $\Delta\Theta$ определяется характером относительного движения хладоносителей.

Так как в начале этого расчета средние температуры жидкостей в аппарате неизвестны, то при определении коэффициентов теплоотдачи сред и теплопередачи аппарата задаются ими ориентировочно либо физические свойства жидкостей, входящие в уравнение для определения α, находятся по температурам на входе в аппарат.

После определения Δt и $\Delta\Theta$ можно уточнить значения α и k и пересчитать разность температур. При малых разностях температур, характерных для холодильных аппаратов, этим уточнением можно пренебречь.

Коэффициент теплопередачи от теплой среды к холодной зависит от условий теплообмена со стороны каждой среды, от термического сопротивления стенки теплопередающей поверхности и термического сопротивления загрязнений. Обычно термическое сопротивление стенки и загрязнений суммируется и оценивается величиной $R_l = \sum_{i=1}^{n} \delta_i/\lambda_i$, где n — число слоев разной теплопроводности λ_i и толщины δ_i.

При прочих равных условиях численное значение коэффициента теплопередачи k зависит от того, к какой поверхности его относят.

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности $F_н$ (со стороны одной среды)

$$k_{F_н} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_н} + \frac{F_н}{F_{т.с}} R_i + \frac{1}{\alpha_{вн}} \cdot \frac{F_н}{F_{вн}}}, \qquad (V.4)$$

а к внутренней поверхности $F_{вн}$ (со стороны второй среды)

$$k_{F_{вн}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_н} \cdot \frac{F_{вн}}{F_н} + \frac{F_{вн}}{F_{т.с}} R_i + \frac{1}{\alpha_{вн}}}. \qquad (V.5)$$

Здесь термические сопротивления стенки и загрязнений отнесены к одной поверхности $F_{т.с}$, которая может быть равной $F_н$, $F_{вн}$ или $F_{ср} = 0{,}5\,(F_н + F_{вн})$.

Если $F_н$ и $F_{вн}$ намного отличаются друг от друга, то в уравнениях для k должно быть два слагаемых, учитывающих эти сопротивления, соответственно отнесенные к $F_н$ и $F_{вн}$.

Уравнения теплопередачи, соответствующие выражениям $k_{F_н}$ и $k_{F_{вн}}$, записывают в виде $Q = k_{F_н} \Delta t_{ср} F_н$ и $Q = k_{F_{вн}} \Delta t_{ср} F_{вн}$.

Для аппаратов с $F_н = F_{вн}$ уравнения, определяющие коэффициенты теплопередачи, переходят в формулу для теплопередачи через плоскую стенку и $k_{F_н} = k_{F_{вн}}$.

Для гладкотрубных аппаратов отношение площадей поверхностей в приведенных формулах заменяется отношением соответствующих диаметров труб.

В аппаратах с оребренными трубами коэффициенты теплопередачи, отнесенные к гладкой и оребренной поверхностям, отличаются в несколько раз. Это различие обусловлено как различием площадей поверхностей $F_н$ и $F_{вн}$, так и изменением температуры по высоте ребра. Если эффективность ребер $E = 1$ (медные накатные ребра малой высоты), расчет можно осуществлять по формуле (V.4) или (V.5). Если $E < 1$ (оребренные воздухоохладители, воздушные конденсаторы), то в выражениях (V.4) и (V.5) вместо $\alpha_н$ и $\alpha_{вн}$ необходимо подставлять приведенный коэффициент теплоотдачи той среды, которая омывает оребренную поверхность

$$k_{F_н} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{пр.н}} + \frac{F_н}{F_{т.с}} \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{\beta}{\alpha_{вн}}},$$

$$k_{F_{вн}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{пр.н}\beta} + \frac{F_{вн}}{F_{т.с}} \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{вн}}}. \qquad (V.6)$$

Очевидно, что $k_{F_{вн}} = k_{F_н}\beta$ и $q_{F_{вн}} = q_{F_н}\beta$.

Иногда степень оребрения определяют отношением площади ореб-

ренной поверхности к площади гладкой поверхности, несущей ребра. Это отношение обозначают φ.

Для труб, оребренных снаружи и внутри, характерны две степени оребрения: наружная — $\varphi_н = F_н/F_{о.н}$ и внутренняя — $\varphi_{вн} = F_{вн}/F_{о.вн}$.

Здесь $F_{о.н}$ и $F_{о.вн}$ — площади наружной и внутренней поверхностей трубы. Эти соотношения учитывают при расчете коэффициента теплопередачи оребренных труб.

Приведенный коэффициент теплоотдачи оребренной поверхности является некоторой условной величиной. Основной смысл введения приведенного коэффициента теплоотдачи $\alpha_{пр}$ заключается в том, чтобы учесть различия форм поверхностей и условий теплообмена с поверхностью и иметь возможность характеризовать интенсивность теплообмена в целом для оребренной поверхности.

Рассмотрим несколько подробнее методику определения приведенных коэффициентов теплоотдачи, входящих в формулы (V.6) и (V.5). Введем следующие обозначения: $F_о$ — площадь поверхности, несущей ребра (условная поверхность трубы); $F_р$ — площадь поверхности ребер; $F_{м.р}$ — площадь поверхности участков между ребрами; $F_{ор} = F_р + F_{м.р}$ — площадь полной оребренной поверхности; $\alpha_р$ — истинный коэффициент теплообмена между оребренной поверхностью и средой; E — эффективность ребра, представляющая собой отношение средней избыточной температуры ребра $\Theta_р$ к избыточной температуре основания ребра $\Theta_о$.

Приведенный (условный) коэффициент теплоотдачи представляет собой отношение всей теплоты, отданной или полученной оребренной поверхностью, к $\Theta_о$ и площади поверхности, к которой осуществляют приведение. Если относить эту теплоту ко всей оребренной поверхности $F_{ор}$, то

$$\alpha_{пр.ор} = \alpha_р \left(\frac{F_р}{F_{ор}} E + \frac{F_{м.р}}{F_{ор}} \right).$$

Очевидно, что при $E = 1$ $\alpha_{пр.ор} = \alpha_р \varphi$; $\alpha_{пр.ор} = \alpha_р$. При высокой степени оребрения $F_р \gg F_{м.р}$, $\alpha_{пр.ор} \approx \alpha_р E\varphi$, $\alpha_{пр.ор} \approx \alpha_р E$.

При определении приведенного коэффициента теплоотдачи можно также ввести понятие коэффициента эффективности всей оребренной поверхности, состоящей из ребер и труб $E = \Theta_{ор}/\Theta_о$, где $\Theta_{ор}$ — средняя избыточная температура оребренной поверхности.

В этом случае $\alpha_{пр.ор} = \alpha_р E_н$. При идеальном контакте между трубой и ребрами $E_н = E + (1 - E) F_{м.р}/F_{ор}$.

Эффективность ребра E зависит от формы, размеров и теплопроводности ребра и от величины коэффициента теплоотдачи $\alpha_р$. Эта зависимость обычно в теплопередаче представляется в виде графиков или аналитических уравнений вида $E = f(mh)$, где mh — безразмерный комплекс, в котором $m = \sqrt{2\alpha_р/\lambda\delta_р}$; здесь h — высота, $\delta_р$ — толщина, $\lambda_р$ — коэффициент теплопроводности ребра.

При выборе размеров ребер следует иметь в виду, что в большинстве случаев нецелесообразно иметь $E < 0{,}7$.

Расчет эффективности ребер различной формы приведен в работе [9].

РАСЧЕТ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ. РЕЖИМЫ РАБОТЫ

Воздухоохладители в камерах холодильников работают в одном из режимов: сухом; влажном (с выпадением влаги в виде капель или инея на поверхности теплообмена).

Сухой режим наблюдается, когда температура поверхности воздухоохладителя выше точки росы. Теплообмен сопровождается охлаждением воздуха, тепловой поток отводится конвекцией, а коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха $\alpha_к = \alpha''_{пр.н}$

Здесь под $\alpha_{пр}$ понимают условную величину, которая учитывает дополнительные виды переноса теплоты за счет влагообмена и лучистого теплообмена.

Влажный режим имеет место, когда температура поверхности ниже точки росы охлаждаемого воздуха. Значение коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха в этом случае должно быть принято равным его приведенному значению $\alpha''_{пр.н}$, определяемому из выражения $\alpha''_{пр.н} = \alpha_к \xi_1 + \alpha_л$.

В воздухоохладителях лучистый теплообмен можно не учитывать, т. е. принять $\alpha_л = 0$.

При определении приведенного коэффициента теплоотдачи возникают затруднения, вызываемые сложностью расчета коэффициента влаговыпадения ξ вследствие непостоянства температуры, например, на поверхности ребер и труб воздухоохладителя.

Указанные затруднения устраняются, если воспользоваться следующим методом расчета приведенного коэффициента теплоотдачи $\alpha''_{пр.н}$ и тепловой нагрузки воздухоохладителя.

Можно допустить, что процесс изменения состояния воздуха при его охлаждении характеризуется прямой, проходящей через точку a начального состояния воздуха в воздухоохладителе и точку b, лежащую на пересечении кривой $\varphi = 100\%$ с изотермой средней температуры поверхности пучка труб (см. рис. V.2). Тогда метод нахождения величины $\alpha''_{пр.н}$ и тепловой расчет воздухоохладителя сведутся к следующему. Принимая температуру $t_{1кон}$ воздуха на выходе из воздухоохладителя, определяем его среднюю температуру: $t_{1ср} = (t_{1н} + t_{1кон})/2$.

Задаемся средней разностью температур $\Delta t_{ср}$ поверхности и воздуха. В практических расчетах ее принимают равной 8—10°С. Далее на d — I-диаграмме (рис. V.2)

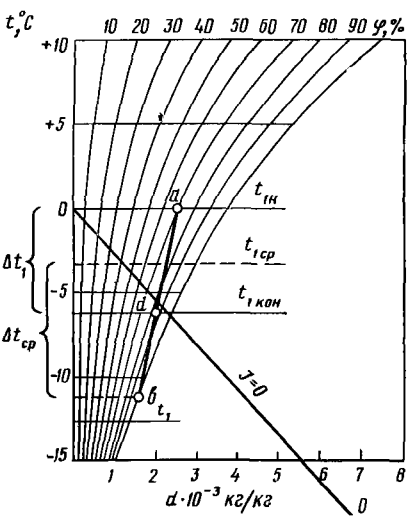


Рис. V.2. К расчету воздухоохладителя: d — I-диаграмма.

находим соответствующую точку b состояния воздуха у поверхности, которая расположена на кривой $\varphi = 100\%$ и на изотерме, отличающейся от среднего значения температуры воздуха $t_{1ср}$ на принятое выше значение $\Delta t_{ср}$. Через точку b и точку, характеризующую начальное состояние воздуха a, проводим прямую, которая составляет с вертикалью угол α. При этом $\operatorname{tg}\alpha = (d_{ср} - d''_{ср})/\Delta t_1$. Точка пересечения прямой ab с изотермой $t_{1ср}$ определяет среднее состояние воздуха при его прохождении через воздухоохладитель (в частности, значение влагосодержания $d_{ср}$).

Определяем коэффициент влаговыпадения ξ и приведенное значение $\alpha''_{пр.н}$ для воздухоохладителя $\alpha''_{пр.н} = \alpha_к \xi$

$$\alpha''_{пр.н} = \alpha_к \left(1 + \frac{(d_{ср} - d''_{ср})}{\Delta t_1} \frac{r}{c'_p}\right).$$

Коэффициент влаговыпадения выражает долю влажного теплообмена в общем: $\xi = Q_{общ}/Q_{сух} = (Q_{сух} + Q_{вл})/Q_{сух} = 1 + (Q_{вл}/Q_{сух})$.

Влажный теплообмен, возникающий в результате наличия разности парциальных давлений водяных паров у охлаждаемой поверхности и в воздухе, сопровождается выделением инея на холодной поверхности, если ее температура $\Theta_п \leqslant t_р \leqslant 0°C$.

Толщину инея во времени можно определить по эмпирической зависимости

$$\delta_{ин} = C_1 \left(1 - e^{-\tau/c_2}\right).$$

Здесь C_1 и C_2 — коэффициенты; C_1 характеризует скорость изменения $\delta_{ин}$; C_2 — коэффициент, определяющий значение, к которому стремится $\delta_{ин}$ при $\tau \to \infty$.

Значение этих коэффициентов в зависимости от условий работы воздухоохладителя можно определить по формулам $C_1 = C'_1 + 0{,}051\,(w\rho)_в$ и $C_2 = C'_2 - 0{,}16$.

Коэффициенты C_1 и C_2 учитывают влияние относительной влажности воздуха (см. табл. V.4).

Зависимость (V.7) справедлива для оребренных воздухоохладителей, изготовленных из труб диаметром 0,046 м, с витыми ребрами, с шагом между ними от 0,0075 до 0,0015 м, высотой ребра от 0,012 до 0,017 м, коэффициентом оребрения β, который составляет от 6,9 до 13,3 для условий работы при $\Delta t_{ср} = 7$—$8°C$ и $\varphi = 0{,}7$—$0{,}9$ и изменении массовой скорости воздуха $(w\rho)_в$ от 2 до 10 кг/(м² · с).

С увеличением массовой скорости воздуха свыше 10 кг/(м² · с) наблюдается частичный унос кристаллов инея.

Согласно теоретической зависимости С. Г. Чуклина время осаждения (в ч) слоя инея заданной толщины на поверхность гладкой пластины определяется по формуле

$$\tau = \frac{q\,(\alpha_1/2\lambda_{ин})\,\xi\delta^2_{ин} + \delta_{ин}}{(t_1 - \theta_р)\,\alpha_1\,(\xi - 1)},$$

где $q = \rho_{ин} r$; $\rho_{ин}$ — плотность инея; r — скрытая теплота сублимации инея.

Плотность и теплофизические свойства инея, например теплопроводность, взаимосвязаны и зависят от температуры воздуха, относительной влажности, массовой скорости воздуха в живом сечении аппарата, температуры кипения хладагента. Теплопроводность инея можно определить по известной его плотности $\lambda_{ин} = 2{,}38\rho_{ин}^2$, где ρ — плотность инея — подставляется в кг/м³.

Массу инея, оседающего на 1 м² поверхности, можно определить по эмпирической зависимости $q_{ин} = C_q\tau$. Здесь C_q отражает влияние $(\omega\rho)_в$ и φ на скорость нарастания инея и определяется зависимостью

$$C_q = C_q' + C_q''(\omega\rho)_в.$$

Значения C_q' и C_q'' для коридорного пучка даны в табл. V.4.

Для шахматного пучка $q_{ин}$ больше, чем для коридорного, при прочих равных условиях работы аппарата.

Таблица V.4

φ_1	C_1', мм	C_2', ч	C_q', кг/(м²·ч)	C_q''
0,70	1,825	4,915	0,0057	0,0013
0,72	1,910	4,8	0,0065	0,0017
0,74	2,0313	4,712	0,0073	0,0023
0,76	2,115	4,548	0,0082	0,0029
0,78	2,212	4,410	0,0091	0,0037
0,80	2,232	4,26	0,0102	0,0045
0,82	2,3944	4,1084	0,0242	0,0055
0,84	2,570	3,910	0,0380	0,0068
0,86	2,685	3,761	0,0525	0,0083
0,88	2,8876	3,4168	0,0593	0,0114
0,9	3,095	3,195	0,0741	0,0310

Слой инея, осевшего на ребрах и трубах, создает дополнительное термическое сопротивление $R_{ин}$ и в результате уменьшает коэффициент теплоотдачи от воздуха к поверхности аппарата, и в этом случае растут массовая скорость $(\omega\rho)_в$ воздуха и гидравлическое сопротивление аппарата.

В связи с этим коэффициент теплоотдачи α_1 необходимо рассчитывать, как для случая сухого теплообмена, но скорость движения воздуха определять для живого сечения аппарата с учетом толщины осевшего инея. Приведенное значение коэффициента теплоотдачи определяется, как и для влажного режима, но с учетом термического сопротивления слоя инея

$$\alpha_{1\,пр.в}'' = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_{1ин}\xi} + \dfrac{\delta_{ин}}{\lambda_{ин}}}.$$

По методу С. Г. Чуклина тепловой расчет ребристых воздухоохладителей ведется с учетом тепловой нагрузки ребристого элемента $Q_{р.э}$,

рассматриваемой в виде суммы тепловых нагрузок Q_1 и Q_2. Последние определяются соответственно по формулам (V.8) и (V.9).

$$Q_1 = \frac{t_1 - t_2}{\left(1 + \frac{r_н \alpha_1}{r_{вн} \alpha_2}\right)\left[\frac{1}{l\sqrt{2\alpha_1 \lambda_р \delta_р}\ \mathrm{th}\sqrt{2\alpha_1/\delta_р \lambda_р}\ h + \frac{1}{2\pi\lambda_{тр}\left(r_н^2 - r_{вн}^2\right)\sqrt{a}\ \mathrm{th}\sqrt{a}\ l_1}}\right]}, \quad (V.8)$$

$$Q_2 = 4\pi r_н (\alpha_1)\left[\frac{(t_1 - t_2)\, l_1}{1 + \frac{r_н l_1}{r_{вн}\alpha_2}} - \frac{Q_i}{2\lambda_т \pi\left(r_н^2 - r_{вн}^2\right)}\right], \quad (V.9)$$

где Q_1 — тепловая нагрузка ребра, представляющего собой металлическую ленту длиной l, шириной (высота ребра) h и толщиной $\delta_р$, навитую на трубу наружного диаметра $d_н$ с шагом $2l_1 + \delta_р$. Здесь $2l_1$ — расстояние между двумя смежными поверхностями соседних ребер; таким образом, при наружном диаметре ребристого элемента $D_р = d_н + 2h$ длина ребра

$$l = \sqrt{(d_н + 2h)^2 + (2l_1 + \delta_р)^2}\ .$$

$$a = \frac{2\,(r_i \alpha_2 + r_н \alpha_1)}{\lambda_{тр}\left(r_н^2 - r_i^2\right)}\ .$$

Q_2 — тепловая нагрузка неоребренной части трубы длиной ребристого элемента.

В формулах (V.8) и (V.9) коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха рассчитывают в зависимости от режима работы воздухоохладителя (сухого, влажного).

Расчетные значения тепловой нагрузки ($Q_{р.э}$) ребристого элемента меньше действительных, получаемых экспериментально. Это расхождение возрастало с 10,2% (при толщине инея 1 мм до 17—20% при $\delta_{ин} =$ = 4 мм) до 25% (при толщине инея на ребрах 4,5 мм и на трубах 8,5 мм) и достигало 49,7%, когда слой инея на ребрах имел толщину 6 мм и на трубах 12 мм. Такое расхождение между расчетной и опытной величинами тепловой нагрузки объясняется тем, что в расчетах коэффициент теплопроводности инея принимался постоянным. Фактически с ростом толщины инея плотность, а вместе с ней и коэффициент его теплопроводности возрастали, что приводило к относительному увеличению тепловой нагрузки воздухоохладителя, не учитываемой в расчетах.

Потребное число ребристых элементов N в пучке находят в зависимости от тепловой нагрузки воздухоохладителя $Q_{в.о}$:

$$N = Q_{в.о}/(Q_1 + Q_2).$$

Общая площадь поверхности воздухоохладителя $F = Nf$, где N — потребное число ребристых элементов, f — площадь ребристого элемента, м^2.

СКОРОМОРОЗИЛЬНЫЕ АППАРАТЫ

Классификация и краткая характеристика

В зависимости от метода отвода теплоты и типа хладоносителя скороморозильные аппараты разделяют на следующие группы: воздушные; бесконтактные; контактные (замораживание с погружением в холодную жидкость или орошение ею); смешанного типа.

Различают также скороморозильные аппараты периодического и непрерывного действия.

Наиболее распространены воздушные аппараты, главным образом из-за простоты конструкции, универсальности, т. е. возможности применения одного и того же агрегата для замораживания разных пищевых продуктов в упаковке и без нее. Кроме того, использование воздушных аппаратов позволяет перейти от традиционной технологии замораживания неупакованных и нефасованных продуктов к новой технологии замораживания фасованных продуктов.

Бесконтактные плиточные аппараты обладают высокой удельной производительностью. Их широко применяют для замораживания фасованных продуктов: мяса и рыбного филе, упакованных в мягкую тару прямоугольной формы. Применение таких аппаратов (производительностью до 20 т в сутки в одном агрегате) создает благоприятные условия для автоматизации и механизации трудоемких работ.

Аппарат для быстрого замораживания в криогенных жидкостях применяют в промышленном масштабе в США с 1960 г. Наряду с высокой эффективностью теплоотдачи такие аппараты обеспечивают высокое качество пищевых продуктов.

Контактные аппараты применяют в основном для замораживания, причем теплота от продукта может отводиться различными методами: через герметичную влагонепроницаемую упаковку; через металлическую ленту движущегося конвейера; за счет орошения продуктов охлажденной жидкостью при его движении на конвейере. В качестве рабочей жидкости применяют любые водные растворы солей, а также криогенные жидкости. На установках контактного типа осуществляют замораживание рыбы и сочного растительного сырья посредством погружения или орошения продуктов рассолами.

Исследованиями установлено, что диффузия соли в продукт происходит только до момента образования льда на поверхности пищевых продуктов. Поэтому при создании аппаратов необходимо стремиться уменьшить время пребывания в рассолах продукта при положительных температурах. Для этого продукты перед замораживанием предварительно охлаждают в потоке воздуха или еще лучше — подмораживают на глубину 0,1—0,2 мм. В последнем случае полностью исключается диффузия соли в продукт.

Конструкции скороморозильных аппаратов

Воздушные морозильные аппараты. Эти аппараты состоят из грузового отсека и отсека воздухоохладителей. Для этих аппаратов характерно выполнение грузового отсека в виде туннеля, который позволя-

ет придать потоку воздуха необходимое направление и сообщить ему нужную скорость. В грузовом отсеке находится замораживаемый продукт, перемещаемый различными транспортными средствами. В отсеке воздухоохладителей размещают секции, предназначенные для охлаждения воздуха, обогреваемый поддон для сбора талой воды, образующейся при оттаивании, а также вентиляционную установку.

В качестве транспортных средств для непрерывного или для периодического перемещения замораживаемых продуктов в грузовом отсеке применяют транспортеры, конвейеры, гравитационные устройства.

В зависимости от транспортных средств и способа замораживания пищевых продуктов в воздухе аппараты можно классифицировать на тележечные, конвейерные, гравитационные и флюидизационные. В тележечных, конвейерных и гравитационных воздушных морозильных аппаратах продукты замораживают как в мелкой расфасовке (массой до 0,5 кг), так и в виде блоков (массой 10—12 кг); толщина блоков может быть от 40 до 100 мм. Во флюидизационных аппаратах продукты замораживают россыпью в воздухе или в специальной среде.

В конвейерных морозильных аппаратах блок-формы выполняют из металла с высоким коэффициентом теплопроводности, они могут быть с крышками и без них. В последнем случае блоки получаются неправильной формы, что затрудняет затаривание грузов и требует большего объема охлаждаемых помещений (камер, трюмов) для хранения.

В воздушных скороморозильных аппаратах, предназначенных для неупакованных продуктов, чтобы обеспечить непрерывную их работу, поверхность воздухоохладителей орошают незамерзающей жидкостью, которая поглощает влагу.

Вентиляторная установка состоит из одного или нескольких осевых или центробежных вентиляторов.

Тележечные аппараты бывают с продольным или поперечным движением воздуха, а также с ручным и механизированным перемещением тележек или этажерок. Схема аппарата с продольным движением воздуха показана на рис. V.3, *а*. В грузовом отсеке находятся тележки с продуктами. Направленное движение воздуха в аппарате создается ложным потолком, который является одновременно поддоном воздухоохладителя. Более экономичны аппараты с поперечным обдувом воздухом, так как подогрев воздуха в них в 2 раза меньше.

Аппарат с поперечным движением воздуха показан на рис. V.3, *б*. Аппарат состоит из одного или нескольких грузовых отсеков, в которых находятся подвесные этажерки (или тележки) с продуктами. Воздух, подаваемый вентиляторами, движется в направлении, перпендикулярном продольной оси туннеля. В таких аппаратах секции воздухоохладителя образуют грузовые отсеки.

При большой длине грузового отсека и малом количестве подаваемого воздуха нагрев его в грузовом отсеке может увеличиваться до 6—8°С, что вызывает неравномерность замораживания продуктов.

Конвейерные морозильные аппараты классифицируют на аппараты с цепным конвейером для замораживания блочных продуктов с параллельной и диагональной блок-формами, а также зацеплением блок-

форм с цепью конвейера; аппараты со спиральным конвейером для замораживания блоков и мелкоштучных продуктов любой формы (полуфабрикаты и готовые блюда); аппараты с сетчатым конвейером для замораживания расфасованных продуктов в таре. Аппараты с параллельной подвеской блок-форм применяют в мясной промышленности.

Такой аппарат состоит из изолированного контура, цепного конвейера, образующего 12 горизонтальных ветвей, воздухоохладителя и восьми вентиляторов (рис. V.4).

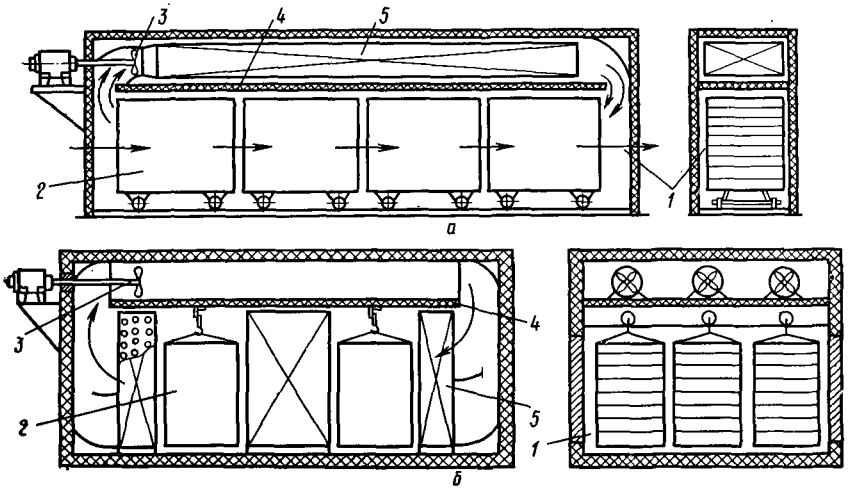


Рис. V.3. Тележечный морозильный аппарат:
а — с продольным движением воздуха; б — с поперечным движением воздуха; 1 — грузовой отсек; 2 — этажерки или тележки; 3 — вентилятор; 4 — ложный потолок; 5 — воздухоохладитель.

Производительность аппарата —40—50 т/сут при температуре кипения —30÷ — 40°С, скорости движения воздуха до 7 м/с. Охлаждение воздуха в аппарате составляет 2—3°С. Потребляемая мощность электродвигателей вентиляторов 40 кВт. Мощность привода механизмов 4,5 кВт.

Гравитационные аппараты отличаются от конвейерных тем, что перемещение кареток с блок-формами в грузовом отсеке происходит путем их проталкивания (гидравлическим или электрическим приводом) по специальным направляющим полкам (рельсам). Формы с продуктами перемещаются вертикально сверху вниз с помощью специальных механизмов за счет силы веса, т. е. гравитационно.

К гравитационным относят аппараты марок ГКА, предназначенные для замораживания мяса, субпродуктов, рыбы в блоках и поштучно, творога в пачках и прочее.

Флюидизационные аппараты применяют для замораживания фруктов и овощей. Они позволяют резко интенсифицировать процесс замораживания по сравнению с обычными воздушными аппаратами и бывают малой, средней и большой производительности. Переход

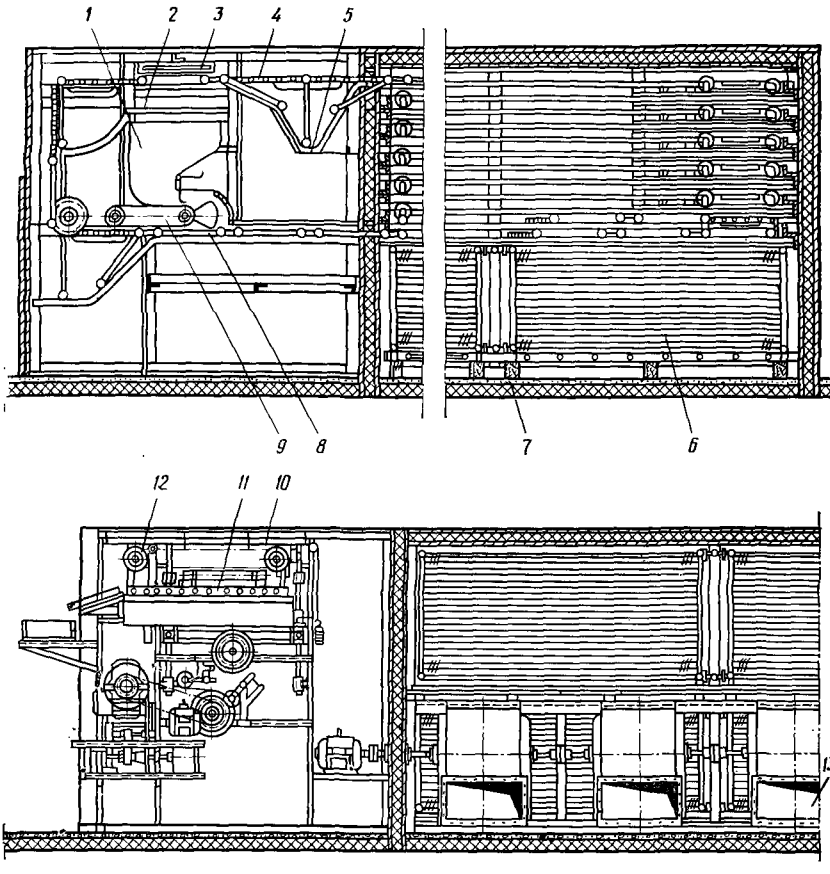


Рис. V.4. Конвейерный морозильный аппарат с параллельной подвеской блок-форм, разработанный во ВНИХИ:

1 — загрузочный бункер; *2* — разгрузочный транспортер; *3* — нагреватель; *4* — цепной конвейер; *5* — направляющие; *6* — воздухоохладитель; *7* — изолированный контур; *8* — блок-форма; *9* — питатель; *10* — ванна с водой; *11* — глазуровочная площадка; *12* — проталкивающий транспортер; *13* — вентилятор.

замораживаемых продуктов во взвешенное состояние наступает только в определенных пределах скоростей движения воздуха в зависимости от размеров и массы замораживаемого продукта. Замораживание методом флюидизации рационально для мелких продуктов (зеленый горошек, ягоды и др.).

Конструкции флюидизационных скороморозильных аппаратов по способу транспортировки в них продуктов подразделяются на лотковые и конвейерные. В лотковых аппаратах продукт движется в псевдоожиженном состоянии при определенном наклоне лотка или поддерживающей решетки. Движение продукта в конвейерных аппаратах осуществляется с помощью сетчатого конвейера.

Целесообразность применения метода флюидизации определяется в каждом конкретном случае экономическим расчетом. При определе-

нии экономически оптимального решения следует учитывать производительность флюидизационного аппарата на 1 м² площади поддерживающей решетки в зависимости от толщины слоя замораживаемого продукта и энергетических затрат на замораживание.

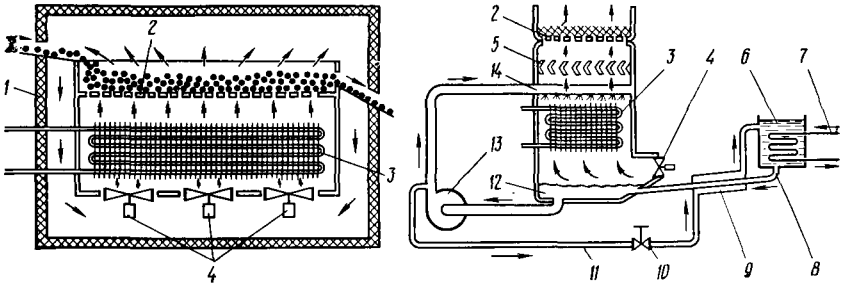


Рис. V.5. Флюидизационный морозильный аппарат большой производительности с орошаемым воздухоохладителем:

1 — изолированный контур; *2* — поддоны с перфорированным дном; *3* — воздухоохладители; *4* — вентиляторы; *5* — каплеотделители; *6* — концентратор этиленгликоля; *7* — паровой змеевик для выпаривания воды из этиленгликоля; *8* — трубопровод для возврата этиленгликоля в поддон; *9* — теплообменник; *10* — вентиль; *11* — трубопровод для подачи этиленгликоля в концентратор; *12* — поддон с раствором этиленгликоля; *13* — циркуляционный насос; *14* — оросительная гребенка.

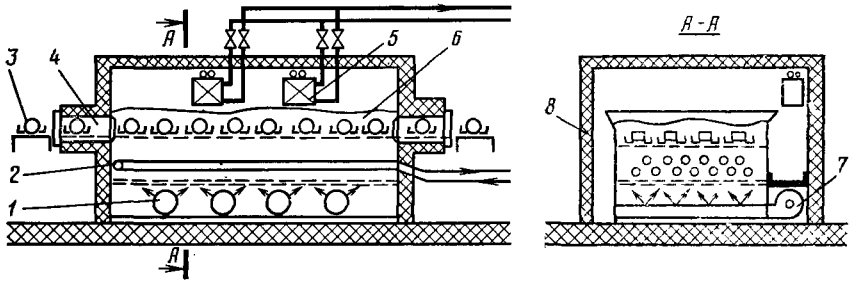


Рис. V.6. Флюидизационный морозильный аппарат с подвижной насадкой:

1 — перфорированный воздуховод; *2* — гладкотрубная змеевиковая батарея; *3* — транспортеры; *4* — окна; *5* — воздухоохладитель; *6* — подвижная насадка; *7* — центробежный вентилятор; *8* — изолированный контур.

Основные недостатки этих аппаратов — невозможность их применения для всех продуктов и повышенные энергетические затраты.

Флюидизационные аппараты большой производительности могут быть с орошаемым воздухоохладителем, многоярусными решетками, с механическим приводом решеток, а также с промежуточной сыпучей средой, выполняющей роль насадки.

Аппарат с орошаемым воздухоохладителем (рис. V.5) представляет собой изолированный контур с поддоном, воздухоохладителем, вентилятором, каплеотделителями, теплообменником и реконцентратором этиленгликоля.

В НРБ, в Пловдиве, разработан новый аппарат (рис. V. 6) с флюидизированной насадкой (промежуточной средой), состоящей из полиэти-

леновой крупы условным диаметром 2—3 мм, соли, манной крупы. В аппаратах можно замораживать крупные куски мяса, вторые блюда, томаты, абрикосы, цыплят.

Через загрузочные окна продукт попадает на сетчатый транспортер аппарата. Проходя через промежуточную среду, взвешенную в воздухе (высота флюидизированного слоя составляет 400—500 мм), продукт быстро замораживается и через окно разгрузки удаляется из аппарата.

Воздух в грузовой отсек аппарата подается через перфорированные воздуховоды. Охлаждение промежуточной среды производится гладкотрубной змеевиковой батареей, расположенной под конвейером.

Бесконтактные аппараты. В зависимости от расположения морозильных плит и их конструкции аппараты подразделяются на горизонтально-плиточные и вертикально-плиточные (с вертикальным расположением плит), роторные, а также аппараты барабанного типа.

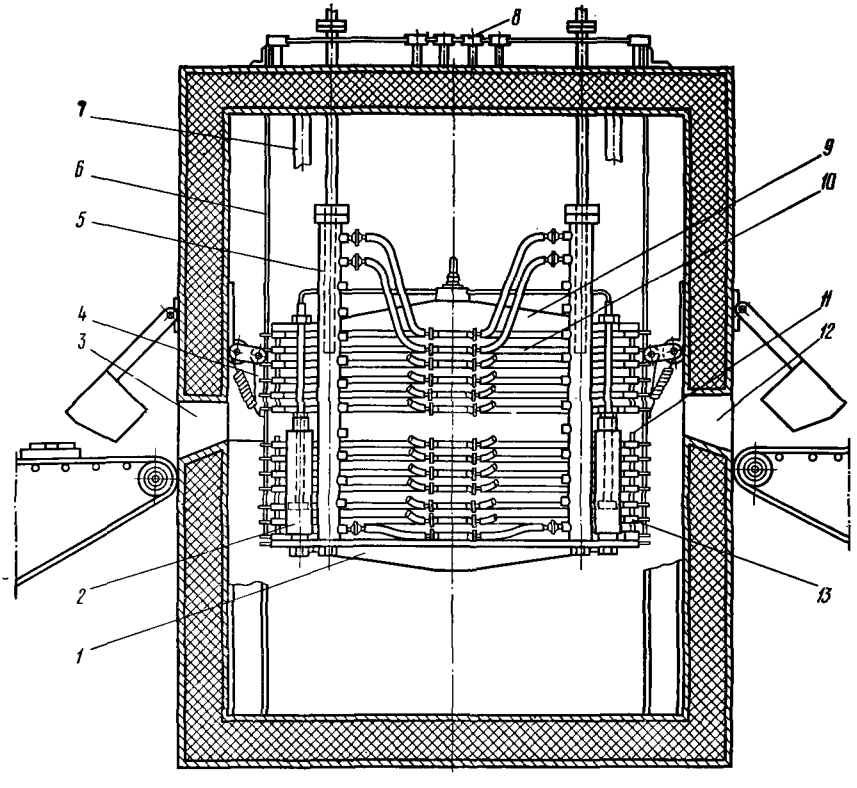


Рис. V.7. Горизонтально-плиточный аппарат с подвижными морозильными плитами:

1 — нижняя площадка; *2* — гидравлический цилиндр; *3* — разгрузочная щель; *4* — крючок; *5* — жидкостный коллектор; *6* — трос; *7* — упор; *8* — устройство для подъема и опускания плит; *9* — верхняя площадка; *10* — морозильная плита; *11* — сменный ограничительный штифт; *12* — загрузочная щель; *13* — сменные ограничительные штифты.

Отсутствие промежуточной воздушной среды в плиточных морозильных аппаратах позволяет уменьшить перепад температур и интенсифицировать теплообмен между замораживаемым продуктом и хладагентом (хладоносителем), а также отказаться от громоздких и металлоемких воздухоохладителей и энергоемких вентиляторов. Поэтому плиточные морозильные аппараты интенсивны, компактны и экономичны.

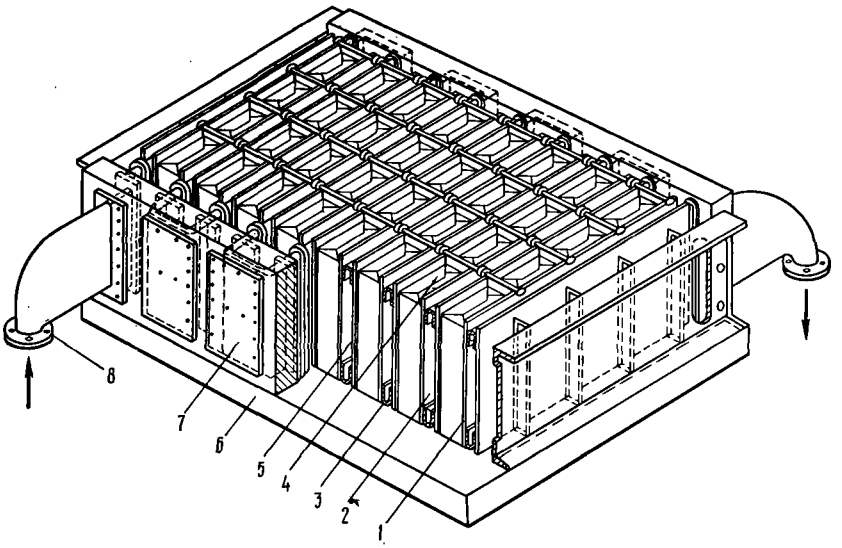


Рис. V.8. Мембранный морозильный аппарат:
1 — резиновая манжета; *2* — мембранная камера; *3* — ограничитель; *4* — блок мяса; *5* — стальная мембрана; *6* — подвижное дно; *7* — коллектор; *8* — патрубок для хладоносителя.

По сравнению с воздушными морозильными аппаратами съем замороженного продукта с 1 м^2 площади пола, занимаемой плиточными морозильными аппаратами, примерно в 1,5—2 раза больше, а энергетические затраты и масса этих аппаратов на 30—40% меньше.

Горизонтально-плиточный морозильный аппарат с подвижными морозильными плитами показан на рис. V.7. Отличительной особенностью аппарата является то, что загрузка аппарата коробками с продуктом и разгрузка плит производятся на постоянном уровне. Это позволяет совмещать погрузочно-разгрузочные операции по времени и выполнять их с помощью транспортеров. Коробки с продуктом поступают в аппарат и удаляются из него через узкие щели, что сокращает поступление теплоты и влаги в грузовой отсек. Плиты перемещаются посредством гидропривода через систему тросов. Другие морозильные аппараты такого типа описаны в специальной литературе.

Вертикально-плиточные аппараты отличаются от горизонтально-плиточных наличием специальных дозирующих бункеров или транспортеров. Отдельные куски продуктов занимают произвольное положение, поэтому замороженные блоки имеют ухудшенный товарный вид.

Если между продуктом и морозильными плитами есть воздушные прослойки, то значительно увеличивается продолжительность замораживания блока. Вертикально-плиточные аппараты бывают с нижней, верхней или боковой выгрузкой. При нижней выгрузке аппарат оборудуется отодвигающейся платформой или раскрывающимся створчатым дном, при верхней — поднимающимися пластинами, а при боковой — открывающейся стенкой.

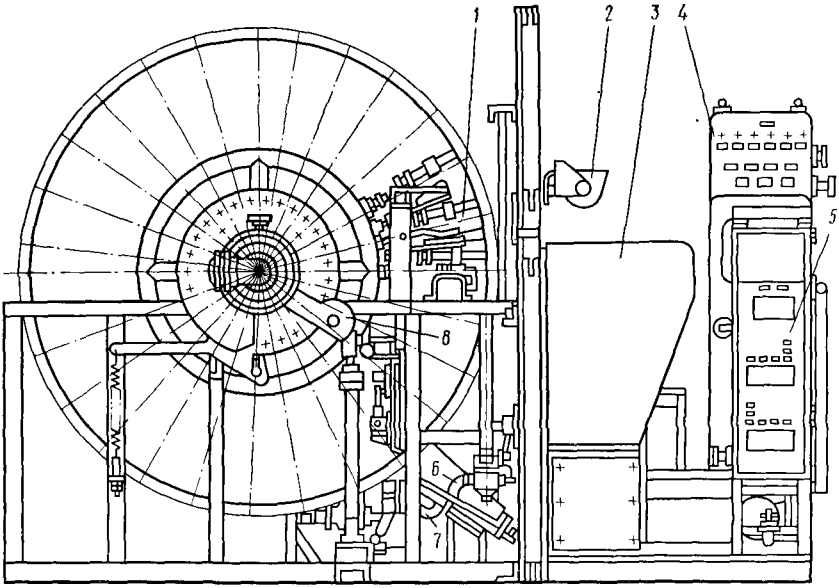


Рис. V.9. Автоматизированный роторный морозильный аппарат типа АРСА-3-15Р:

1 — механизм открытия морозильной секции; *2* — дозирующее устройство; *3* — загрузочное устройство; *4* — приборы управления электрической системы (шкаф); *5* — приборы управления гидравлической системы (шкаф); *6* — транспортер выгрузки блоков; *7* — механизм срыва блоков; *8* — механизм поворота блоков.

Мембранный морозильный аппарат (рис. V.8) выполняется в виде промежуточной коробки с подвижным дном и съемной легкой крышкой, изготовленной из резины. Продольные стенки коробки служат каркасом, а поперечные — коллекторами.

Во внутренней полости коробки установлены вертикальные морозильные плиты, которые состоят из двух стальных мембран, соединенных между собой и с коллекторами резиновыми манжетами. В пространство между плитами насосом подается охлажденный хладоноситель, под давлением которого стальные мембраны раздвигаются.

Аппарат имеет 48 форм, в которых формируются и замораживаются мясные блоки толщиной до 100 мм. Эти аппараты выпускают и в другом варианте, когда вместо резиновых манжет и мембранных камер применяют гибкие шланги и цельнометаллические плиты.

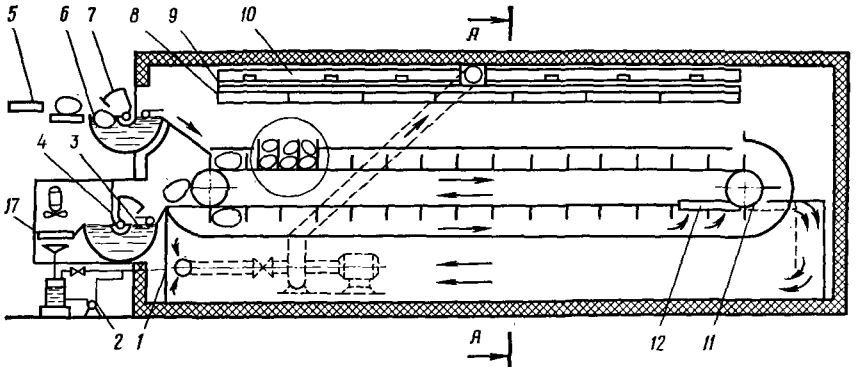
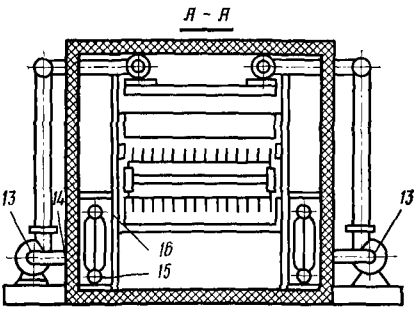


Рис. V.10. Аппарат для замораживания упакованных продуктов в жидком хладоносителе:

1 — охлаждающая ванна; *2* — насос для поддержания уровня в загрузочном гидравлическом затворе; *3* — разгрузочный гидравлический затвор; *4* — выталкиватель; *5* — транспортер для подачи тушек птицы к загрузочному гидравлическому затвору; *6* — загрузочный гидравлический затвор; *7* — выталкиватель; *8* — перфорированный поддон; *9* — фильтры; *10* — распределительный коллектор; *11* — транспортерная лента с клетьми; *12* — водосливное отверстие; *13* — циркуляционные насосы; *14* — изолированный контур; *15* — испаритель; *16* — бак испарителя; *17* — разгрузочный транспортер с вентиляторами.



Морозильные плиты в аппарате соединяются последовательно. Приводом для перемещения плит служит пневматический цилиндр.

Роторный морозильный аппарат представляет собой ротор с радиально насаженными на него плитами. Процесс замораживания осуществляется непрерывно, загрузка и выгрузка механизированы, замораживание интенсивное, блоки хорошо подпрессованы. При замораживании продукт находится в непосредственном контакте с морозильными плитами, которые соединены в секции, укрепленные на валу ротора. Такое расположение секций позволяет устанавливать их в любой позиции для загрузки и выгрузки.

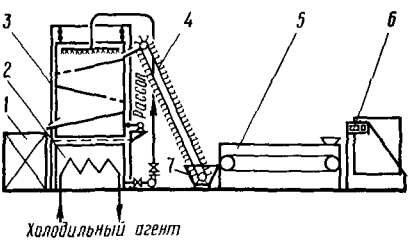


Рис. V.11. Принципиальная схема механизированной поточной линии замораживания растительного сырья:

1 — контейнер приема замороженного продукта; *2* — рассольный испаритель; *3* — скороморозильный аппарат ВКСА-1; *4* — загрузочный транспортер; *5* — инспекционный транспортер; *6* — опрокидыватель; *7* — моечная машина.

Вал ротора выполнен пустотелым, что дает возможность использовать его для подачи хладагента в морозильные плиты и отводить его из них.

Для замораживания мясных и рыбных продуктов разработаны автоматизированные аппараты типа АРСА, различающиеся конструкцией секций. Например, АРСА-10 имеет двухплиточные секции, а АРСА-3-15Р оборудован трехплиточными секциями.

Аппарат АРСА-3-15Р (рис. V.9), предназначенный для замораживания блоков рыбы, отличается увеличенной загрузкой. Масса одновременной загрузки продукта в 2 раза больше, чем для аппарата АРСА-10 за счет рационального использования площади поверхности плит.

Контактные аппараты. Для замораживания упакованных продуктов (тушек птицы) применяют аппараты, изображенные на рис. V.10. Аппараты оформлены как конвейеры и имеют оросительные устройства, насос. Охлаждение рассола — централизованное в испарителях, устанавливаемых в аппаратных отделениях. Тушки птицы проталкиваются через загрузочный гидравлический затвор и поступают на транспортную ленту конвейера, обильно орошаемую хладоносителем. Пройдя верхний участок транспортной ленты, тушки поступают в ванну с хладоносителем и затем выталкиваются из аппарата через гидравлический затвор.

Циркуляция хладоносителя осуществляется центробежным насосом, рассол забирается из бака испарителя и подается в перфорированный поддон и распределительный коллектор. Подогретый рассол собирается в поддоне и сливается в бак испарителя для охлаждения. Разновидность такого аппарата применяют и для замораживания расфасованного мяса и других продуктов (фарша, пельменей). Продукты размещаются на стальной ленте конвейера, которая снизу орошается жидким хладоносителем.

Замораживание овощей и фруктов можно проводить в контактном или виброконтактном скороморозильном аппарате (рис. V.11), разработанном ОТИХП совместно с Симферопольским консервным заводом им. С. М. Кирова. Его производительность составляет 3 т сырья за один час. Вибратор обеспечивает 200 колебаний в минуту при амплитуде 12 мм; при угле наклона лотка 3° к горизонтали скорость движения продукта достигает 1 м/мин.

Замораживание мелкоштучных пищевых продуктов производят также методом орошения жидкими фреонами. Особенностью аппаратов для такого замораживания является то, что фреон при контакте с замораживаемым продуктом испаряется, а затем превращается в жидкость в конденсаторе-испарителе, расположенном в этом же аппарате. Фреон используется как промежуточный хладоноситель, изменяющий агрегатное состояние, и для его конденсации требуется дополнительный температурный перепад между кипящим хладагентом в аппарате и температурой поверхности конденсатора-испарителя холодильной машины.

Такие аппараты применяют для замораживания небольших партий грузов. Производительность аппарата при температуре теплоотводящей среды —30°С, температуре кипения в конденсаторе-испарителе —43°С составляет 600 кг/ч. Продолжительность замораживания составляет 5—20 мин.

Включение в схему вспомогательного оборудования: отделителя жидкости, маслоотделителя, маслосборника, промежуточных сосудов, линейного и дренажного ресиверов, насосов,—улучшает работу охлаждающей системы, повышает ее эффективность, безопасность и надежность в эксплуатации.

Отделители жидкости обеспечивают сухой ход компрессоров. Они отделяют капли жидкости от двухфазного потока хладагента на пути из приборов охлаждения в компрессор. Их рассчитывают и подбирают по допустимой скорости в патрубках отсоса или в живом сечении аппарата. Осаждение капель происходит за счет изменения скорости и направления движения потока. Отделители жидкости в безнасосных системах создают циркуляцию хладагента, находящегося в испарительной системе, что повышает эффективность работы охлаждающих приборов, частично предотвращает влажный ход, а следовательно, гидравлические удары в компрессорах.

Маслоотделители работают, как и отделители жидкости. Для более эффективного отделения масла в нижнюю часть маслоотделителя подается жидкий аммиак, через слой которого барботируют пары хладагента.

Известны экспериментальные установки для отделения масла, основанные на применении добавки магнитных жидкостей в масла, смесь которых удерживается в магнитном поле отделителя масла. Магнитное поле создается постоянным магнитом, который устанавливают на обечайке аппарата.

Маслосборник подключают к стороне всасывания, и в него осуществляют перепуск масла из маслоотделителей и других аппаратов. После отсоса паров хладагента из маслосборника масло удаляется из системы.

Промежуточные сосуды используют в аммиачных холодильных установках двухступенчатого сжатия для полного промежуточного охлаждения паров хладагента, поступающих из компрессора низкой ступени, и для переохлаждения жидкого хладагента перед регулирующим вентилем, в змеевике аппарата.

Охлаждение паров хладагента происходит за счет барботирования через слой жидкости аммиака и одновременного впрыска жидкого хладагента в нагнетательный трубопровод компрессора низкого давления.

Отечественная промышленность выпускает промежуточные сосуды только со змеевиком ($ПС_з$). Для уменьшения образования пены (парожидкостной эмульсии) в промежуточном сосуде на линии подачи хладагента из компрессора низкого давления устанавливают решетчатые тарелки.

На крупных объектах, когда 10—20 агрегатов двухступенчатого сжатия работают на две температуры кипения, компрессоры включают по компаунд-схеме. Как известно, при этом компрессоры низкой ступени объединяются в двухступенчатую схему через один (или два) промежуточных сосуда, последние являются и циркуляционными ресиверами для промежуточной температуры кипения. Такой способ

подключения компрессоров через промежуточный сосуд — циркуляционный ресивер — значительно упрощает схему компрессорного цеха, удешевляет стоимость монтажных, капитальных затрат, облегчает автоматизацию работы компрессорных цехов. Подбирают промежуточные сосуды по допустимой скорости в живом сечении аппарата.

Ресиверы в системе холодильной установки применяют для сбора жидкого хладагента. Ресиверы могут быть линейными, дренажными и дренажно-циркуляционными. Линейные ресиверы типа РВ, которые устанавливают, чтобы предотвратить затопление теплообменной поверхности конденсаторов жидким хладагентом и обеспечить равномерную подачу его к регулирующей станции. Дренажные ресиверы типа РД в основном предназначены для слива жидкого хладагента при оттаивании приборов охлаждения.

В насосно-циркуляционных системах с непосредственным кипением хладагента применяют дренажно-циркуляционные ресиверы типа РДВ. Данный сосуд служит для сбора определенной массы жидкого хладагента, которая должна обеспечить нормальную работу центробежного насоса и охлаждающих приборов. Верхняя часть ресивера используется для отделения частиц жидкости от парожидкостной смеси, возвращающейся из системы.

Ресиверы РДВ(а) выпускаются заводом «Компрессор» различной вместимости: от 1,4 до 4,6 м^3.

Для улучшения работы насосов и системы охлаждения рекомендуется подключать к люку в нижней части ресивера РДВ(а) дополнительную емкость, сделанную из трубопровода диаметром 250 мм, высотой до 1,5 м для обеспечения напора на всасывающей линии насосов.

Расчет и подбор ресиверов заключаются в определении необходимой для данной системы вместимости сосуда, которая зависит от способа подачи жидкого хладагента в систему охлаждения.

Расчет и подбор вертикальных циркуляционных ресиверов рекомендуется производить по следующей методике [16].

1. Определяем диаметр циркуляционного ресивера

$$D_{\text{расч}} = \sqrt{4M_{\text{п}}/\pi w \rho},$$

где $M_{\text{п}}$ — массовый расход пара хладагента, проходящего через ресивер при самой большой плотности теплового потока, кг/с; w — допускаемая скорость движения паров хладагента в сечении ресивера, м/с; $w \approx 0{,}5$ м/с; ρ — плотность парообразного хладагента, кг/м^3.

2. По расчетному значению диаметра подбираем циркуляционный ресивер. Если $D_{\text{расч}}$ больше , чем указанный в градации, то подбирают несколько ресиверов, обеспечивающих необходимую расчетную площадь сечения сосуда.

3. Вместимость циркуляционного ресивера должна удовлетворять равенству

$$V_{\text{ц.р}} = 1{,}25\ (V_1 + V_2 + V_3 + V_4),$$

где V_1 = объем жидкости, обеспечивающий устойчивую работу насоса, м^3

$$V_1 = H_1 F_{\text{р}},$$

здесь H_1 — столб жидкости в ресивере, выбранный из условия предотвращения образования «воронки» в ресивере при заборе жидкости насосом; $F_{\text{р}}$ — площадь сечения ресивера.

При выборе H_1 необходимо соблюдать условие $h = H - H_1$, где h — расстояние от нижней образующей ресивера до оси насоса; м; H — высота всасывания насоса.

Для применяемых на практике ресиверов H_1 обычно принимается равным 1,17 м для ресивера 1,5 РДВ (а) и 1,46 м — для 5РДВ. Для уменьшения объема жидкого хладагента, связанного с H_1, к фланцам люка в нижней части ресивера необходимо приварить трубу диаметром от 150 до 250 мм, высотой H_1.

V_2 — объем жидкого хладагента, поступающего в циркуляционный ресивер из приборов охлаждения, м³.

Для систем с верхней подачей

$$V_2 = \Sigma V_{\text{пр.охл}}.$$

$\Sigma V_{\text{пр.охл}}$ — объем жидкого хладагента в приборах охлаждения при их рабочем заполнении;

для систем с нижней подачей

$$V_2 = \Sigma V_{\text{пр.охл}} \Delta\eta.$$

$\Delta\eta$ — разность коэффициента заполнения приборов охлаждения при изменении нагрузки ($\Delta\eta = 0{,}26 \ldots 0{,}27$).

$$V_2 = H_2 F_{\text{р}}.$$

V_3 — объем жидкости, находящейся в сливных трубопроводах, м³;

$$V_3 = 0{,}07 \ \Sigma V_{\text{пр.охл}}; \quad V_3 = H_3 F_{\text{р}}.$$

V_4 — объем паров хладагента, образующихся при вскипании жидкости в ресивере, при нарушениях термодинамического равновесия между жидкой и парообразной фазами, м³; обычно это наблюдается при быстром снижении давления в ресивере при подключении компрессоров или резком уменьшении тепловой нагрузки.

$$V_4 = Q_{\text{вск}}\tau/(r\rho); \quad V_4 = H_4 \ F_{\text{р}}.$$

$Q_{\text{вск}}$ — количество тепла, которое высвобождается в объеме жидкости ($V_1 + V_2 + V_3$) при быстром снижении давления, кВт; r — теплота парообразования, Дж/кг; ρ — плотность парообразного хладагента, кг/м³; τ — время подъема пузырька пара в жидкости, с.

Время подъема пузырька зависит от скорости его подъема, последняя установлена опытным путем и составляет 0,28—0,3 м/с

$$\tau = \frac{H_1 + H_2 + H_3}{W_{\text{п}}}, \ \text{с}$$

$$Q_{\text{вск}} = (V_1 + V_2 + V_3)\, \rho c \, \frac{dt}{d\tau}.$$

c — теплоемкость жидкого хладагента, кДж/кг°С; $\frac{dt}{d\tau}$ — скорость изменения температуры, °С·с$^{-1}$.

По данным Г. Лорентцена, $\frac{dt}{d\tau} = 0{,}05$ °С · с$^{-1}$.

Для приближенного подсчета вместимости циркуляционных ресиверов можно пользоваться зависимостями, рекомендованными ВНИХИ:

для систем с нижней подачей

$$V_{\text{ц.р}} \geqslant 0{,}7 \ V_{\text{исп}},$$

для систем с верхней подачей

$$V_{\text{ц.р}} \geqslant 1{,}0 \ V_{\text{исп}},$$

где $V_{\text{исп}}$ — вместимость испарительной системы, м³.

Для того чтобы избежать вскипания жидкости во всасывающем трубопроводе, необходимо обеспечить соответствующий подпор H на всасывании насоса, равный высоте столба от уровня жидкости в ресивере до оси насоса.

Для насосов марки ЗЦ-4 достаточно обеспечить подпор на всасывании $H = 1{,}2$ м для $t_0 = -12°$ С, $H = 1{,}5$ м для $t_0 = -30°$ С и $H = 1{,}8$ м для $t_0 = -40°$ С.

Для насосов ЦНГ завод-изготовитель требует обеспечить кавитационный запас (без учета сопротивлений всасывающего трубопровода), приведенный в табл. V.6.

Таблица V.6

Технические показатели	ЦНГ-70М-1	ЦНГ-70М-2	ЦНГ-70М-3	ЦНГ-68
Производительность, м³/с	$0{,}22 \cdot 10^{-2}$	$0{,}22 \cdot 10^{-2}$	$0{,}22 \cdot 10^{-2}$	$0{,}22 \cdot 10^{-2}$
Напор[1], м(кПа)	18 (1240)	35 (2420)	53 (3657)	44 (3036)
Кавитационный запас[1], м(кПа)	2,5 (172)	2,5 (172)	2,5 (172)	3,5 (241)
Мощность электродвигателя, кВт	2,8	2,8	2,8	4,5
Частота вращения, $с^{-1}$ (об/мин)	48,3 (2900)	48,3 (2900)	48,3 (2900)	48,3 (2900)
Масса насоса, кг	180	195	210	170

[1] Указанные величины приведены для жидкого аммиака при $t_0 = -40°$С.

Насосы для хладагента и хладоносителей применяют в насосно-циркуляционных системах.

Бессальниковые насосы ЦНГ-70 м и ЦНГ-68 (рис. V.12), охватывающие широкий диапазон производительностей, серийно выпускает Кишиневский завод герметичных насосов. Насос ЦНГ-70м имеет три модификации; в зависимости от количества ступеней в насосе к основному обозначению добавляется цифра, обозначающая количество ступеней (например, ЦНГ-70м-1, т. е. одноступенчатый насос). Техническая характеристика насосов приведена в табл. V.6.

Циркуляция воды и рассола осуществляется обычными водяными консольными насосами, выпускаемыми Ереванским и Катайским насосными заводами.

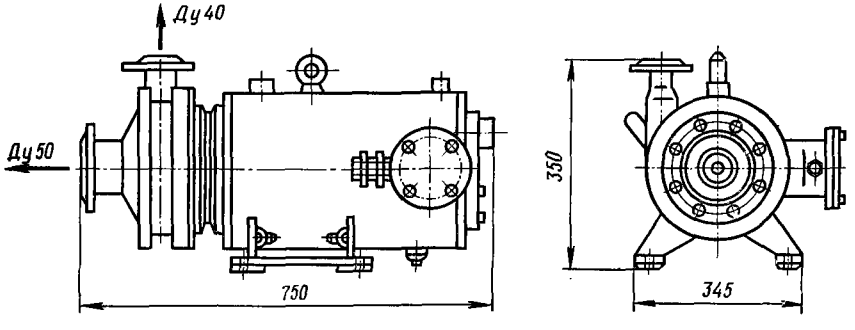


Рис. V.12. Герметичный насос ЦНГ-68.

Ереванский завод выпускает насосы производительностью от 6 м³/ч при H = 203 кПа (насос — 1,5К-8/19) до 50 м³/ч при H = 207 кПа (насос марки 4К-90/20) и большей производительности от V = 65 м³/ч при H = 400,0 кПа (насос марки 4К-12) до V = 126 м³/ч при H = = 225 кПа (насос марки 6К-12) [15].

Подбор центробежных насосов, перекачивающих жидкий хладагент в состоянии насыщения, сводится к определению необходимого подпора жидкости на всасывании, с тем чтобы она не вскипала в результате падения давления на входе в рабочее колесо насоса.

Высота подпора жидкости

$$p_s \geqslant (p_н - p_0)/\rho - \sum p_{тр} + \left(\omega_{вс}^2 \rho/2\right),$$

где $(p_н - p_0)$ — разрежение при входе в рабочее колесо, кПа; здесь p_0 — давление кипения; $p_н$ — давление насыщения у всасывающего патрубка насоса; $\Sigma p_{тр}$ — потеря напора во всасывающей трубе, м; $\omega_{вс}^2\rho/2$ — динамический напор на входе в рабочее колесо, кПа.

Скорость на всасывании не должна превышать 0,5—8 м/с.

Парообразования можно избежать, если давление на всасывании больше давления насыщения при данной температуре.

Если давление $p_н$ близко к p_t, то при падении давления может наступить явление так называемой кавитации, связанное часто с разрушением материала рабочего колеса или срывом работы насоса в связи с парообразованием в потоке жидкости во всасывающей полости насоса. Поэтому необходимо создавать искусственное переохлаждение жидкости перед всасывающим колесом насоса.

Разрежение в насосе не должно превышать известного предела, обеспечивающего отсутствие кавитации

$$p_н - p_0 = p_s + \sigma H \rho g,$$

где σ — коэффициент кавитации.

Коэффициент кавитации можно приближенно определить по формуле

$$\sigma = 12{,}8 \cdot 10^{-3} n^{4/3} Q^{2/3} H,$$

где n — частота вращения насоса, об/мин; Q — производительность насоса, м³/с.

При движении жидкости в трубах затрачивается энергия на трение ее по длине потока и преодоление различных местных сопротивлений. Потерю также можно выразить в метрах столба жидкости.

При подключении насосов к ресиверу соединительные трубопроводы должны иметь как можно меньше поворотов, вентилей и абсолютно недопустима установка фильтров и другой вспомогательной арматуры, так как все это увеличивает сопротивление всасывающих магистралей.

Для расчета гидродинамических потерь в нагнетательных и раздающих трубопроводах применяется обычная методика, известная из курса гидравлики.

Полный напор, который должен развивать насос, можно определить из уравнения Бернулли

$$p = H\rho g = (h + h_{тр})\rho g + (p_1 - p_0) + w^2\rho/2,$$

где H — полный напор насоса, м; h — геодезическая высота подъема жидкости, м; $(p_1 - p_0)$ представляет собой пьезометрическую высоту, отвечающую разности гидродинамических давлений в точках измерения давлений p_1 и p_0, кПа; $h + (p_1 - p_0)$ рассматривается как потенциальный напор; $w^2\rho/2$ — динамический напор; $h_{тр}$ — потеря напора за счет работы внутренних и внешних сил трения, м.

Теплообменники. Конструкции теплообменников отличаются большим разнообразием, однако во всех случаях всасываемый пар и жидкий фреон движутся противотоком.

В самых малых холодильных установках теплообменник представляет собой капиллярную трубку, припаянную к всасывающему трубопроводу, либо жидкостной змеевик, навитый снаружи на него. Для повышения коэффициента теплопередачи обе трубки теплообменника заливают снаружи алюминиевым сплавом, а всасывающий трубопровод иногда выполняют с внутренним оребрением.

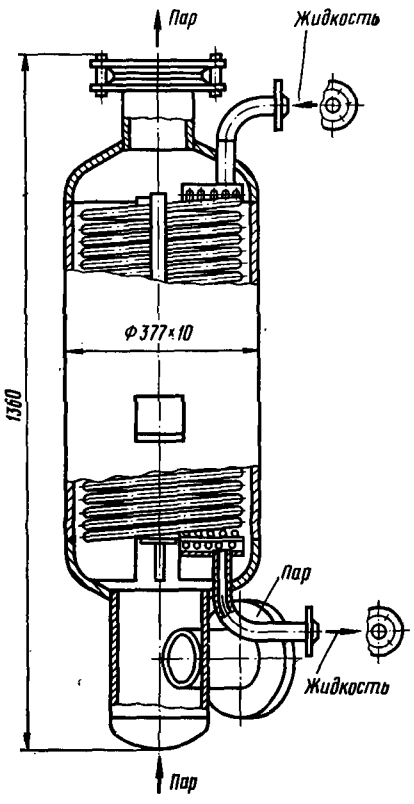


Рис. V.13. Теплообменник ТФ-15.

Широкое распространение в малых установках получили теплообменники типа «труба в трубе», в которых жидкий фреон проходит в межтрубном пространстве. Это позволяет уменьшить подогрев пара за счет наружного воздуха, выпадение влаги на наружной поверхности теплообменника и гидравлическое сопротивление паровой зоны.

Теплообменник крупных установок обычно выполняется в виде стального цилиндрического сосуда, внутри которого концентрически расположены змеевики из медных оребренных трубок (рис. V.13). Концы змеевиков впаяны в коллекторы, имеющие наружные выводы. По змеевикам движется жидкий фреон, а в межтрубном пространстве — пар. Для повышения коэффициента теплоотдачи со стороны пара змеевики навивают на специальные вытеснители.

Находят применение также пластинчатые и кожухотрубные теплообменники.

При проектировании фреоновых установок теплопередающая поверхность теплообменника должна быть рассчитана на максимальную тепловую нагрузку, которая определяется как произведение расхода жидкого фреона через аппарат на разность энтальпий маслофреоновой смеси при температурах до и после теплообменника.

Устройства для распределения хладагента. Движение хладагента от конденсаторного узла к потребителям осуществляется через регулирующую станцию (РС), представляющую собой коллектор с регулирующей и запорной арматурой на жидкостных линиях к потребителю.

На холодильниках, где эксплуатируются одновременно одноступенчатые и двухступенчатые машины, на РС обычно устанавливаются два коллектора: один для высоких температур кипения —15°С, —10°С, —3°С; другой — низкотемпературный: —30°С, —40°С.

Глава VI

ТЕПЛО-, МАССООБМЕН И ГИДРОДИНАМИКА ДВУХФАЗНЫХ ПОТОКОВ В СИСТЕМАХ ОХЛАЖДЕНИЯ

ПАРАМЕТРЫ ДВУХФАЗНОГО ПОТОКА

Для характеристики двухфазного потока хладагента наряду с параметрами, рассчитанными по уравнениям материального и теплового балансов, вводят параметры, которые определяют с учетом особенностей движения отдельных фаз. Параметры, рассчитанные по уравнениям материального и теплового балансов, принято называть *расходными*, а параметры, характеризующие движение каждой из фаз в отдельности или гидродинамику потока в целом (с учетом особенностей движения отдельных фаз), — *истинными*.

Расходные параметры. Основными расходными параметрами двухфазного потока являются приведенная скорость движения жидкости $w'_ж$, приведенная скорость движения пара $w''_п$, массовое, рассчитанное по тепловому балансу паросодержание x и объемное расходное паросодержание β.

Приведенные скорости движения определяются из соотношений

$$w'_ж = V_ж/f \text{ и } w''_п = V_п/f,$$

а массовое и объемное паросодержание — из зависимостей

$$x = G_п/G_{см} \text{ и } \beta = V_п/V_{см},$$

где $G_{см} = G_п + G_ж$, $V_{см} = V_п + V_ж$.

Здесь $V_ж$ и $V_п$ — объемные расходы жидкости и пара, м³/с; $G_ж$ и $G_п$ — массовые расходы жидкости и пара, кг/с; f — сечение канала, м².

Значение β можно определить также по формуле

$$\beta = w''_п f/[f(w''_п + w'_ж)] = w''_п/(w''_п + w'_ж).$$

Движение среды можно охарактеризовать и величиной массовой скорости, т. е. отношением массового расхода G к поперечному сечению канала f. Обычно эту скорость обозначают в виде произведения ρw.

Очевидно, что $\rho w = G/f$, где w и ρ — соответственно скорость и плотность среды.

При движении двухфазного потока вдоль канала постоянного сечения линейные скорости $w'_ж$ и $w''_п$, а также массовые скорости отдельных фаз $w'_ж\rho_ж$ и $w''_п\rho_п$ изменяются из-за фазовых превращений.

Скорость паровой фазы изменяется также из-за уменьшения давления (вследствие изменения плотности пара). Однако массовая скорость, определенная по общему расходу G, остается постоянной. Неизменной будет также и величина $w = \rho w/\rho_ж = G/f\rho_ж$, представляющая собой отношение массовой скорости всего потока к плотности жидкой фазы при температуре насыщения. Эта величина, широко используемая в технических расчетах, называется *скоростью циркуляции*. Ее можно

представить себе как скорость жидкости в сечении канала, где начинается парообразование (при $x = 0$).

Истинные параметры. Их легко можно определить, если известна доля сечения канала, занимаемая той или иной фазой. В расчетах обычно пользуются значением, определяющим долю сечения, занимаемого паровой фазой $\varphi = f_п/f$, где $f_п$ — сечение, занимаемое паром.

Эта величина называется *истинным объемным паросодержанием*. Из зависимости $G_п = \rho_п w''_п f = \rho_п w'' \varphi f$ легко установить, что истинная скорость движения пара $w'' = w''_п/\varphi$. Составив аналогичное уравнение материального баланса для жидкой фазы, установим, что истинная скорость жидкой фазы $w' = w'_ж/(1 - \varphi)$.

По значениям w' и w'' легко определить истинные массовые скорости отдельных фаз. Относительную скорость фаз $w_{отн} = w'' - w'$ называют *скоростью скольжения* (или скольжением).

Основной причиной возникновения относительной скорости является то, что на объемы жидкости и пара, заключенные между двумя сечениями канала, действует одна и та же сила (градиентом давления по нормали к оси трубы здесь, так же как и в однофазном потоке, можно пренебречь). Под действием этой силы при подъемном движении фаза, обладающая меньшей плотностью, получает большее ускорение, при опускном — меньшее.

В горизонтальных трубах при очень небольших паросодержаниях, когда паровая фаза увлекается жидкой в виде отдельных пузырей, скорость скольжения может принимать отрицательные значения. Однако с увеличением паросодержания потока скорость паровой фазы становится выше w'.

Обычно истинные скорости движения пара и жидкости заметно различаются между собой. Несмотря на это, в технических расчетах часто приходится иметь дело с величинами, рассчитанными без учета скольжения, т. е. при рассмотрении среды как гомогенной смеси. Скорость такой смеси окажется равной сумме приведенных скоростей отдельных фаз

$$w_{см} = (V_ж + V_п)/f = w'_ж + w''_п. \qquad (VI.1)$$

Из уравнения материального баланса $G = G_ж + G_п$ легко установить, что скорость циркуляции в зависимости от $w'_ж$ и $w''_п$ определяется уравнением

$$w = w'_ж + (\rho_п/\rho_ж)\, w''_п. \qquad (VI.2)$$

Заменив в уравнении (VI.1) приведенную скорость $w_ж$ значением, определенным из уравнения (VI.2), после преобразований получим

$$w_{см} = w\,[1 + w''_п\,(\rho_ж - \rho_п)/(w\rho_п)],$$

или

$$w_{см} = w\,\{1 + x\,[(\rho_ж/\rho_п) - 1]\}.$$

Значение средней плотности смеси можно установить из выражения

$$\rho_{см} V_{см} = \rho_п \beta V_{см} + \rho_ж (1 - \beta) V_{см},$$

откуда

$$\rho_{см} = \rho_п \beta + \rho_ж (1 - \beta). \qquad (VI.3)$$

Эту величину можно также определить из зависимости

$$\frac{1}{\rho_{см}} = V_{см} = V_п x + V_ж (1 - x).$$

Если известна доля сечения, занятая паровой фазой φ, по уравнению, аналогичному зависимости (VI.3), определим истинную плотность $\rho_{ист} = \rho_п \varphi + \rho_ж (1 - \varphi)$.

Из приведенных зависимостей видно, что при $\varphi = \beta$ истинные скорости w' и w'' равны между собой и равны скорости смеси $w_{см}$, а $\rho_{ист} = \rho_{см}$.

Методы анализа двухфазных течений. Эти методы подразделяются на экспериментальные и аналитические.

Корреляция *экспериментальных данных* в виде функции выбранных переменных представляет собой обычный способ получения требуемых уравнений. Корреляционные зависимости применяют для условий, аналогичных тем, в которых были получены исходные данные. Зависимости такого рода почти не вскрывают сущности явлений и, как правило, даются в безразмерном виде.

Аналитические методы основаны на применении простых аналитических моделей для обработки экспериментальных результатов и оценки расчетных параметров. Так, многофазное течение рассматривается как смесь компонентов псевдонаправленной среды с усредненными свойствами.. Такую модель называют гомогенной, структуру потока в ней подробно не рассматривают (взвесь капель в газе, пену или расслоенное течение газа над жидкостью считают в этом смысле совершенно идентичными). В модели раздельного течения потоки каждой фазы рассматривают самостоятельно. Записывают уравнения для каждой фазы, при этом учитывают межфазное взаимодействие.

Режимы течения и теплообмен между поверхностью охлаждения и двухфазным потоком оказывают взаимное влияние друг на друга и очень усложняют изучение физических процессов.

При фазовом переходе хладагента по длине труб непрерывно происходит увеличение паросодержания, изменяется распределение фаз, их скоростей, а также количества движения. Усложнения связаны также с тепловой и гидродинамической неустойчивостью потока, термодинамическим неравновесием фаз и неравномерностью распределения тепловых потоков по длине аппарата.

Для иллюстрации сложности двухфазных течений на рис. VI.1 показана последовательная схема изменения структур потока в вертикальном испарительном канале по мере увеличения паросодержания.

Режимы течения двухфазной смеси в горизонтальных трубах отличаются от режимов в вертикальных существенной асимметрией двухфазных течений, вызванной действием силы тяжести. Поэтому в гори-

зонтальных трубах наблюдается большее разнообразие режимов течения.

С переходом на аппараты с вынужденным движением воздуха и с увеличением коэффициента их оребрения до 15—20, а также на аппараты контактного отвода теплоты в них создаются большие плотности тепловых потоков, поэтому возникает необходимость интенсифицировать теплообмен со стороны хладагента за счет создания специальных режимов течения пара и жидкости.

Для высокоэффективных и интенсивных горизонтально-трубных приборов охлаждения с коэффициентом оребрения 15—20 в диапазоне плотностей тепловых потоков до 2000—3000 Вт/м^2 характерны следующие режимы течения двухфазных потоков: расслоенные с гладкой и волновой границей раздела фаз; снарядный; дисперсный; дисперсно-кольцевой и кольцевой. Практически важно уметь определять зоны существования режимов двухфазного течения и их влияние на теплоотдачу. В дальнейшем для удобства расчетов коэффициентов теплоотдачи, соответствующих указанным режимам течения, мы будем различать три основные структурные зоны:

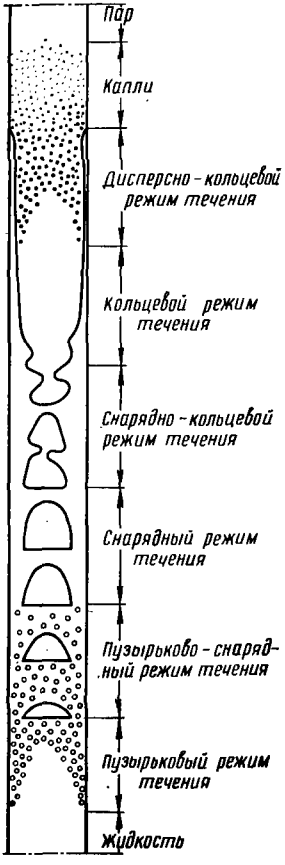


Рис. VI.1. Приближенная последовательность структур потока в вертикальной испарительной трубе.

разделенную — включающую расслоенные течения с гладкой и волновой границей раздела фаз;

перемежающуюся — для снарядного и переходного снарядно-кольцевого двухфазного течения;

дисперсную — состоящую из дисперсного, дисперсно-кольцевого и кольцевого течения.

При анализе параметров, определяющих характер поверхности раздела фаз, в качестве основных выделены поверхностное натяжение σ, плотность пара и жидкости $\rho_п$ и $\rho_ж$, кинематический коэффициент вязкости пара и жидкости $\nu_п$ и $\nu_ж$, скорость пара и жидкости $w_п$ и $w_ж$, диаметр трубы $d_{вн}$.

В результате испытаний, проведенных в ОТИХП А. В. Гордиенко, были обнаружены зоны существования режимов течения в зависимости от указанных параметров и построена обобщенная диаграмма (рис. VI.2) структур двухфазного потока хладагента в координатах:

$Re'_п$, $Re'_ж$, $\sigma_ж/\sigma_п$.

Приведенный (к полному диаметру трубы) критерий Рейнольдса пара (жидкости)

$Re'_{п\,(ж)} = w'_{п\,(ж)} \alpha_{вн} / \nu_{п\,(ж)}$.

Приведенная скорость фаз

$$w'_{п\ (ж)} = M_{п\ (ж)}/(F_{тр}\rho_{п\ (ж)}),$$

где $M_{п\ (ж)}$ — массовый расход пара (жидкости); $F_{тр}$ — площадь поперечного сечения трубы; $\sigma_ж$, σ_w — поверхностное натяжение хладагента и воды при 0° С соответственно.

Введение соотношения $\sigma_ж/\sigma_п$ позволяет при построении диаграммы использовать результаты исследований режимов течения водовоздушных смесей в горизонтальных трубопроводах.

С помощью диаграммы структур устанавливают режим парожидкостного потока, в зависимости от которого выбирают область применения предлагаемых ниже расчетных уравнений.

Переход из одного режима потока в другой определяется характером поверхности раздела фаз.

При ламинарном течении компонентов и уменьшении заполнения трубы жидкостью поверхность раздела фаз устанавливается плоской.

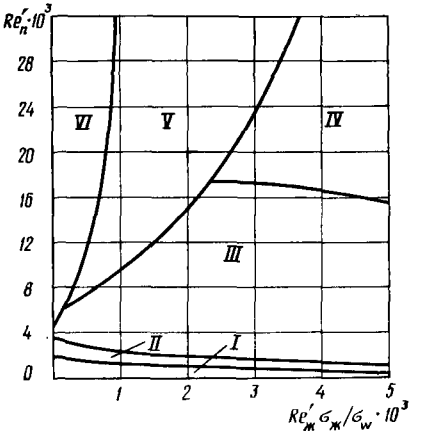


Рис. VI.2. Диаграмма структур двухфазных течений хладагента в горизонтальных трубах диаметром 0,0155 —0,032 м:

I — расслоенная с гладкой границей раздела фаз; *II* — расслоенная с волновой границей раздела фаз; *III* — снарядная; *IV* — дисперсная; *V* — дисперсно-кольцевая; *VI* — кольцевая.

Турбулизация пара и жидкости приводит к появлению пульсационных возмущений, а на границе раздела фаз — к заметному смешению частиц жидкости, которые, двигаясь под действием силы тяжести к положению равновесия, по инерции проходят его и вновь испытывают действие восстанавливающих сил. На поверхности жидкости появляются гравитационные волны — расслоенный режим с волновой границей.

Увеличение амплитуды волны и неустойчивость волновой поверхности обусловливают образование снарядного режима течения. Переход от волнового режима в снарядный фиксируется тогда, когда амплитуда волны с ростом скорости и паросодержания смеси возрастает настолько, что волна начинает омывать верхнюю образующую трубы, а паровой поток разбивается на пробки или «снаряды». При дальнейшем нарастании скорости и паросодержания смеси «снаряды» начинают дробиться и разрушаться, часть жидкости со значительной скоростью движется по верхней и боковой поверхностям трубы в виде пленки, а по нижней — утолщенным слоем (в виде лоткового течения). Другая часть жидкости в распыленном дисперсном состоянии уносится паром.

При уменьшении расхода жидкости и увеличении скорости движения пара дисперсный и дисперсно-кольцевой режимы течения перехо-

дят в кольцевой, характеризующийся наличием тонкой пленки жидкости у внутренней поверхности и паровым ядром в центре трубы.

Дальнейшее уменьшение массового расхода жидкости приводит к разрушению стабильной пленки жидкости у внутренней поверхности трубы и образованию на ней «сухих» пятен.

ТЕПЛООБМЕН ПРИ ДВУХФАЗНОМ ТЕЧЕНИИ ХЛАДАГЕНТА

Среднее значение коэффициента теплоотдачи α_0 в трубах зависит от массовых расходов жидкости и пара. Это иллюстрируется экспериментальными данными, полученными для горизонтальных труб диаметром $d_{вн} = 0{,}032$м и $d_{вн} = 0{,}0155$ м (рис. VI.3 и VI. 4).

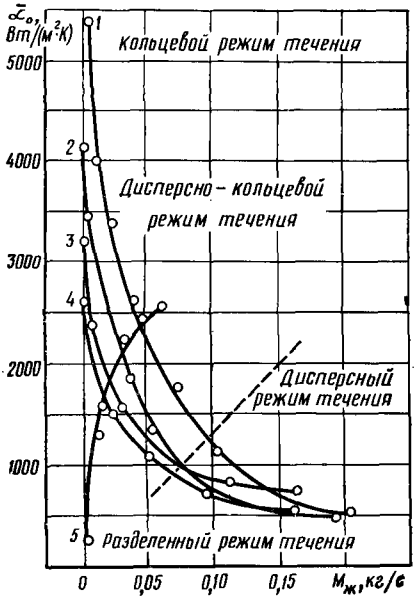


Рис. VI.3. График зависимости $\bar{\alpha}_0 = f(M_п; M_ж)$ *для горизонтальной трубы диаметром 0,032 м при значениях* $M_п$, *кг/с:*
1 — 0,0135; *2* — 0,0088; *3* — 0,0052; *4* — 0,0031; *5* — 0,00.

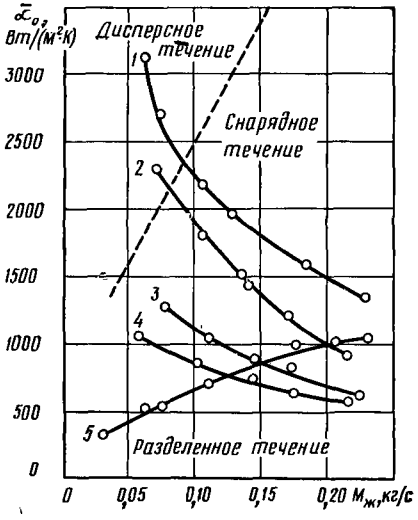


Рис. VI.4. График зависимости $\bar{\alpha}_0 = f(M_п; M_ж)$ *для горизонтальной трубы диаметром 0,0155 м при значениях* $M_п$, *кг/с:*
1 — 0,016; *2* — 0,00874; *3* — 0,00599; *4* — 0,0032; *5* — 0,00.

При расслоенных режимах течения интенсивность теплоотдачи верхней части трубы по сравнению с нижней резко уменьшается. то объясняется различными условиями теплоотдачи от жидкости и пара.

Основную роль в процессе теплообмена при данном режиме течения играют скорость движения и массовый расход жидкого хладагента. При уменьшении массового расхода жидкости эффективная поверхность теплообмена, определяемая поверхностью контакта жидкости с внутренней поверхностью трубы, также уменьшается. Снижению α_0 при

работе аппаратов на аммиаке и скорости течения жидкости $w_ж < 0{,}4$ м/с способствует и наличие тонкой пленки масла. Последняя движется ламинарно и является основным термическим сопротивлением.

Увеличение расхода пара и вследствие этого скорости движения смеси при переходе к перемежающимся режимам течения способствует улучшению условий омывания внутренней поверхности трубы и разрушению ламинарной пленки масла. Рост эффективной поверхности теплообмена приводит к значительному повышению α_0 парожидкостной смеси.

Переход к дисперсным формам течения, осуществляемый при высоких значениях паросодержания и скоростей фаз, также изменяет механизм теплообмена.

Наиболее благоприятные условия теплообмена соответствуют кольцевому режиму течения двухфазной смеси.

При значительном уменьшении массового расхода жидкости возможно резкое ухудшение теплообмена (см. рис. VI.3).

Отсутствие строгой теории, описывающей процессы теплообмена при двухфазном течении, не позволяет получить количественные зависимости, поэтому путь связи между коэффициентом теплоотдачи и факторами, от которых он зависит, устанавливают экспериментально. На основании теории подобия установлен общий вид критериальной зависимости для определения коэффициента теплоотдачи при вынужденном течении парожидкостной смеси хладагента в горизонтальных трубах

$$\mathrm{Nu} = f\left(\mathrm{Re}'_п,\ \mathrm{Re}'_ж,\ \mathrm{Re}'_п/\mathrm{Re}'_ж,\ \mathrm{Pr},\ L/d_{вн}\right), \qquad (VI.4)$$

где $\mathrm{Nu} = \alpha_{0вн} d_{вн}/\lambda_ж$.

Здесь L — длина рабочего участка.

Значения физических констант определяют при средней температуре кипения хладагента на рабочем участке.

1) для разделенных режимов течения

$$\mathrm{Nu} = 0{,}28 \cdot 10^{-5} \left(\mathrm{Re}'_п\right)^{0{,}19} \left(\mathrm{Re}'_ж\right)^{0{,}66} \mathrm{Pr}^{(0{,}3)} \left(L/d_{вн}\right)^{1{,}66};$$

2) для перемежающихся режимов течения

$$\mathrm{Nu} = 0{,}65 \cdot 10^{+5} \left(\mathrm{Re}'_п\right)^{0{,}73} \left(\mathrm{Re}'_ж\right)^{-0{,}73} \mathrm{Pr}^{0{,}3} \left(L/d_{вн}\right)^{-1{,}69};$$

3) для дисперсных режимов течения

$$\mathrm{Nu} = 0{,}018 \left(\mathrm{Re}'_п\right)^{1{,}19} \left(\mathrm{Re}'_ж\right)^{-0{,}3} \mathrm{Pr}^{0{,}3}.$$

Область применения полученных зависимостей ограничена пределами зон существования указанных режимов двухфазного течения в горизонтальных трубах (в переходных зонах следует воспользоваться уравнением для предшествующей структуры), определяемых с помощью диаграммы структур потока и следующими условиями:
$d_{вн} \leqslant 32$ мм и $129 \geqslant L/d_{вн} \geqslant 62{,}5$.

При других соотношениях $L/d_{вн}$ для расчета среднего по длине коэффициента теплоотдачи $\alpha_{опр}$ можно использовать поинтервальный

метод, заключающийся в разделении данного прибора охлаждения на участки, для которых справедливы ограничения, сделанные при выводе вышеуказанных уравнений. При этом входные параметры интервала Δx_i являются выходными для предыдущего интервала.

Коэффициент теплоотдачи прибора охлаждения определяется как средневзвешенный

$$\alpha_{0,\,\text{пр}} = \left[\sum_{i=1}^{n} (\Delta x \alpha_{0\,i})_i + \sum_{i=1}^{m} (\Delta z \alpha_{0\,j})_j \right] (\Delta x\, n + \Delta z m),$$

где $\alpha_{0,\,i}$ — значения коэффициентов теплоотдачи для прямых участков трубы длиной Δx из условия $129 \geqslant \Delta x/d_{\text{вн}} \geqslant 62{,}5$; $\alpha_{0,\,j}$ — значения коэффициентов теплоотдачи на участке поворота длиной Δz, рассчитанные с учетом их турбулизирующих влияний на парожидкостный поток; n, m — число интервалов Δx и Δz.

Алгоритмическая простота и возможность гарантировать точность решения делают поинтервальный расчет перспективным при проектировании приборов охлаждения на ЭВМ.

Для дисперсных режимов двухфазного течения влияние симплекса $(L/d_{\text{вн}})$ на процесс теплообмена не обнаруживается, и длина труб для этого участка определяется условием полного выкипания хладагента.

При проектировании теплообменных аппаратов, работающих при больших плотностях тепловых потоков, всегда необходимо интенсифицировать теплообмен между хладагентом и внутренней поверхностью каналов или труб. Причем это касается как аммиачных, так и фреоновых систем охлаждения. Если учесть, что коэффициент теплоотдачи от хладагента при перемежающемся и дисперсном течении значительно больше, чем при расслоенном или однофазном, то целесообразно искусственно создавать режимы интенсивного теплообмена. На практике это достигается дополнительным введением пара в жидкостную линию или включением регенеративного теплообменника на линии подачи хладагента насосом в аппарат для повышения паросодержания. Кратность циркуляции хладагента должна быть такой, чтобы массовый его расход был достаточным для создания режима смачивания поверхности труб или каналов на выходе из аппарата при дисперсном режиме течения.

Такой метод интенсификации называется режимным. Он был впервые применен для холодильных установок, работающих на аммиаке.

При проектировании воздухоохладителей с большим коэффициентом оребрения (15—20) наружной поверхности и интенсивным теплообменом, скороморозильных плиточных и других аппаратов для обеспечения эффективной теплопередачи длину шланга, каналов, компоновку пучка труб или способ подсоединения плит по хладагенту необходимо выбирать, исходя из условий достижения перемежающегося и дисперсного режимов течения. Для многих аппаратов эти условия не выдерживаются, например в воздухоохладителях с короткими шлангами и параллельной раздачей хладагента или в скороморозильных аппаратах роторного типа марки УРМА. Каждая плита аппарата имеет длину канала для хладагента 20—23 м, поэтому только в

последней его части (по длине) образуется перемежающийся режим с достаточно большим значением α_0. Теплообмен можно значительно интенсифицировать, если несколько плит включить последовательно между собой в одну группу, а подачу хладагента осуществлять параллельно. Длину шлангов или каналов необходимо определять из условия допустимого падения давления в аппарате.

Использование режимного метода интенсификации теплообмена позволяет для аммиака увеличить коэффициент теплоотдачи в 6 раз (при росте гидравлических сопротивлений в 2 — 3 раза) по сравнению с обычными условиями работы.

Для аммиака получены следующие соотношения для теплоотдачи и гидравлического сопротивления: $\alpha_{0,\text{инт}}/\alpha_0 = 5{,}5$ и $\Delta P_{\text{общ. инт}}/\Delta P_{\text{общ}} = 2{,}8$ или $\alpha_{0,\text{инт}}/\alpha_0 = 4{,}8$ и $\Delta P_{\text{общ. инт}}/\Delta P_{\text{общ}} = 3{,}0$.

Все известные способы интенсификации теплоотдачи за счет искусственной турбулизации потоков приводят к росту гидравлического сопротивления $\Delta P_{\text{общ. инт}}$.

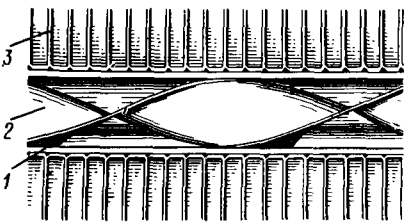


Рис. VI.5. Витая резиновая вставка:
1 — труба; *2* — вставка; *3* — ребро.

Работу фреоновых испарителей с ребристыми трубами часто интенсифицируют за счет внутреннего оребрения или специальных устройств, турбулизирующих поток и способствующих отбрасыванию капель или пленок жидкости к стенке.

Витая резиновая вставка, выполняющая турбулизирующую функцию, показана на рис. VI.5. Ленточные спиральные турбулизаторы, примененные для интенсификации теплообмена со стороны рассола в кожухотрубных фреоновых испарителях, увеличивают α в 2—3 раза при незначительном возрастании мощности.

Интенсификация теплообмена со стороны хладагента особенно эффективна в аппаратах контактного замораживания, во фризерах, плиточных скороморозильных аппаратах, где она позволяет существенно увеличить коэффициент теплопередачи. Обычно для теплообменных аппаратов оценка проводится по термическим сопротивлениям со стороны хладагента $R_{\text{ха}} = \beta/\alpha_0$ и со стороны воздуха $R_{\text{в}} = 1/\alpha_{\text{н}} E_{\text{р}}$, особенно когда $\beta \geqslant 10$.

Значения α и k для некоторых типов воздухоохладителей и испарителей приведены в табл. VI.1.

Дисперсный и дисперсно-кольцевой режимы течения двухфазного потока возможны только при большом паросодержании.

Паросодержание тесно связано с кратностью циркуляции.

Кратность циркуляции хладагента в аппарате необходимо рассчитывать для одного шланга или ввода жидкости, так как в противном случае кратность циркуляции, рассчитанная по отношению массовых расходов хладагента на входе в аппарат и на выходе из него, не обеспечит достаточного заполнения шлангов батарей. Согласно опытным данным чем короче шланг, тем больше требуется кратность циркуляции.

Таблица VI.1

Прибор охлаждения	Характеристика теплопередающей поверхности							Тепловые характеристики аппарата						
								без интенсификации			при интенсификации			
	$F_н$, м²	β	$d_{тр}$, мм	Тип ребер	Размер ребер, мм	Шаг ребра, $S_р$, мм	$E_р$	$\overline{\alpha}_O$	$\alpha_н$	k	$\overline{\alpha}_O$	$\Delta\overline{\alpha}_O$	k	Δk
Батарея пристенная ребристая змеевиковая СЗ	25	12	38× ×2,5	витые	45,1	20	0,75	1000	9	6,25	1500— 2000	50—100	6,40— 6,49	2,4— 3,8
Воздухоохладитель подвесной ВОП-112	112	10,3	25× ×2,5	пластинчатые $\sigma_р = 1$	460× ×70	15	0,85	1500	70	42,50	2250— 3000	50—100	47,10— 50,0	10,8— 17,7
пристенный	98	22,4	32× ×2,5	пластинчатые	240× ×80	5	0,85	1500	95	36,63	2250— 3000	50—100	44,84— 50,51	22,5— 37,9
Погружной испаритель гладкотрубный	20	—	57× ×3,5	—	—	—	—	800	500	312,50	1200— 1600	50—100	357,14— 384,62	11,6— 18,8

Это объясняется необходимостью обеспечения достаточного начального заполнения шланга, особенно при верхней подаче хладагента в шланги батареи.

Кратность циркуляции хладагента выбирают на основании следующих соображений. Завышение кратности циркуляции приводит к увеличению массового расхода жидкости в охлаждающей системе и вследствие этого — к возрастанию гидравлических сопротивлений в

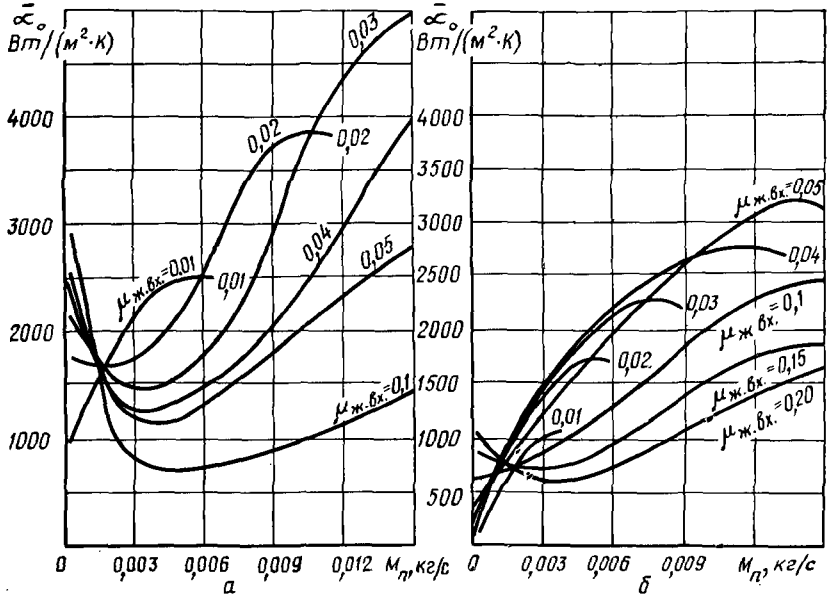


Рис. VI.6. График зависимости $\bar{\alpha}_0 = f(M_{ж\ вх}; M_ц)$ *для горизонтальной трубы:* *а* — диаметром 0,0155 м; *б* — диаметром 0,032 м.

аппаратах и сливных линиях, к увеличению числа насосов, ресиверов и другого оборудования, а также к дополнительным расходам электроэнергии. При заниженной кратности циркуляции теплообменная поверхность приборов охлаждения будет работать недостаточно эффективно.

Необходимо учитывать число параллельных вводов, так как при больших значениях кратности циркуляции, выбранных для одного объекта, в пересчете на всю систему требуемое количество жидкости может быть больше производительности установленного насоса [14].

Таким образом, кратность циркуляции определяют следующим образом.

1. Определяют массовый расход пара на выходе из шланга аппарата

$$M_{п.вых} = \frac{qF_{пр}}{r} + M_{п.вх},$$

где q — плотность теплового потока; $F_{пр}$ — площадь теплопередающей поверхности шланга, относящегося к одному вводу; $M_{п.вх}$ — массовый расход пара на входе в шланг прибора, обычно для насосных схем $M_{п.вх} = 0$.

2. Используя графики, представленные на рис. VI.6, *а*, *б*, определяем количество жидкого аммиака $M_{ж.вх}$, которое необходимо подать в данный шланг или прибор охлаждения, если он имеет один ввод хладагента.

3. Коэффициент кратности циркуляции хладагента определяем по формуле: $n = M_{ж.вх}/M_{п.вых}$.

ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ОХЛАЖДАЮЩИХ ПРИБОРОВ

При циркуляции хладагента в переохлажденном (однофазном) состоянии по трубам охлаждающего прибора его гидравлическое сопротивление определяют в соответствии с общепринятой методикой.

Для охлаждающих систем, где в горизонтальных трубах аппаратов протекает кипящая жидкость, общее гидравлическое сопротивление

$$\Delta p_{общ} = \Delta p_{тр} + \Delta p_{м} + \Delta p_{у} + \Delta p_{ст},$$

где $\Delta p_{тр}$ — потерн давления на преодоленне сил трения; $\Delta p_{м}$ — потери давлення от местных сопротивлений; $\Delta p_{у}$ — потери давления вследствие продольного ускорения потока, вызываемого расширением газового компонента или парообразованнем; $\Delta p_{ст}$ — статические потерн давления.

При расчете гидравлических сопротивлений необходимо учитывать режимы течения жидкости и пара в трубах аппаратов, рационально использовать располагаемый напор как в системах с отделителем жидкости, так и в насосно-циркуляционных охлаждающих системах.

При расчете падения давления в прямых участках горизонтальных труб при двухфазном течении хладагента расчет введется по уравнению, в котором учитываются только $\Delta p_{тр}$ и $\Delta p_{уск}$.

Под сопротивлением трения парожидкостного потока здесь подразумеваются потери давления, расходуемые не только на преодоление сил трения потока о стенку канала, но и на дополнительные потери давления, связанные с рассеиванием энергии при взаимодействии фаз. При больших расходах фаз потери на трение преобладают и составляют 80—90% от суммарной потери давления при течении двухфазной смеси.

Расчет $\Delta p_{тр}$ проводят с использованием одной из моделей: гомогенной или модели двух осредненных фаз.

В первом случае по аналогии с однофазным потоком гидравлические потери на трение рассчитывают по известной зависимости Дарси—Вейсбаха

$$\Delta p_{тр} = \xi_{см} (L_m/d_{вн}) \left(w_{см}^2 \rho_{см}/2\right),$$

где

$$\rho_{см} = \rho_{п}\rho_{ж}/[x\rho_{ж} + (1 - x)\rho_{п}].$$

Коэффициент сопротивления двухфазной смеси в зависимости от скорости ее движения можно определить по зависимости, предложенной В. М. Боришанским: $\xi_{см} = 0{,}04/w_{см}^{0{,}25}$.

Гомогенная модель не учитывает, что пар и жидкость в трубах движутся с разной скоростью, что создает дополнительное гидравлическое сопротивление.

При использовании модели двух осредненных фаз $\Delta p_{тр}$ рассчитывают как сумму потерь давления на трение каждой из фаз с учетом занимаемой площади трубы. В качестве определяющей скорости принимают среднюю истинную скорость фаз:

$$\Delta p_{тр} = \Delta p_{тр.ж}(1-\varphi) + \Delta p_{тр.п}\varphi, \qquad \text{(VI. 5)}$$

где

$$\Delta p_{тр.ж} = \xi_{ж}(L_{тр}/d_{вн}) \cdot \left(w_{ж}^2 \rho_{ж}/2\right),$$

$$\Delta p_{тр.п} = \xi_{п}(L_{тр}/d_{вн}) \cdot \left(w_{п}^2 \rho_{п}/2\right).$$

Величину φ определяют по зависимости

$$\varphi = \beta/[(1-S)\beta + S],$$

где β — объемное паросодержание, вычисляемое по массовым расходам фаз; $S = w_{п}/w_{ж}$ — коэффициент скольжения фаз.

Коэффициент скольжения фаз

$$S = (x/1-x) \cdot (1-\beta/\beta) \cdot (\rho_{ж}/\rho_{п}).$$

При $\varphi = 0$ или $\varphi = 1$ выражение (VI.5) переходит в обычные формулы для однофазных потоков жидкости или пара.

Влияние неизотермичности потока на величину сопротивления трению можно учесть с помощью поправки $(Pr_m/Pr_{ж})^{0,33}$.

Для аммиака в диапазоне температур его кипения, применяемых для камер хранения и холодильной обработки продуктов, поправка близка к 1 и ею можно пренебречь.

Коэффициент гидравлического сопротивления зависит от режима течения и относительной шероховатости стенок трубопровода, оцениваемой симплексом $k/d_{вн}$, где k — средняя высота выступов (шероховатостей) на внутренней поверхности трубы. Для ламинарного, переходного и турбулентного движения фаз ξ определяют по зависимостям Пуазейля и Колбрука.

Для расчета $\Delta p_{уск}$ в зависимости от принятой модели потока применяют также две методики расчета.

Для гомогенной модели

$$\Delta p_{уск} = \frac{M_{см}}{F_{тр}}(w_{см2} - w_{см1}),$$

где $w_{см1}$ и $w_{см2}$ — скорости парожидкостной смеси в начале и конце участка измерения.

Для модели двух осредненных фаз

$$\Delta p_{уск} = \frac{M_{см}^2}{F_{тр}^2}\left\{\left[\frac{(1-x)^2}{(1-\varphi)\rho_{ж}} + \frac{x^2}{\varphi\rho_{п}}\right]_2 - \left[\frac{(1-x)^2}{(1-\varphi)\rho_{ж}} + \frac{x^2}{\varphi\rho_{п}}\right]_1\right\}.$$

Значение $\Delta p_{уск}$ составляет около 10÷ 15% от потерь давления на преодоление сил трения.

Увеличение массовых расходов фаз и уменьшение внутреннего диаметра трубы приводит к существенному возрастанию общих потерь давления. Это необходимо учитывать при проектировании.

При определении общих потерь давления для циркуляционного контура необходимо учитывать и местные сопротивления, обусловленные наличием вентилей, фильтров, распределительных устройств, поворотов, отводов, так или иначе оказывающих влияние на поток.

Коэффициенты местного сопротивления рассчитывают по известным методикам.

Статические потери давления $\Delta p_{ст}$ (в кПа) можно рассчитать по формуле $\Delta p_{ст} = H\psi_{ст}\rho g$,

где ρ — плотность жидкости, кг/м^3; H — высота охлаждающего прибора, м; $\psi_{ст}$ — степень заполнения змеевика охлаждающего прибора; g — ускорение свободного падения.

Степень заполнения змеевика зависит от массовой скорости движения $w\rho$ и температуры кипения хладагента, определяющей удельный объем пара.

Глава VII

КАМЕРЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ И ХРАНЕНИЯ ПРОДУКТОВ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

При проектировании камер холодильной обработки и хранения и их охлаждающих систем необходимо стремиться к комплексному решению вопросов интенсификации теплообмена, автоматизации и механизации технологических операций на холодильнике; созданию поточных автоматизированных линий охлаждения и замораживания, способствующих совершенствованию технологии производства и повышению его эффективности, сохранению качества и пищевой ценности продуктов; исключению сверхнормативных потерь массы от усушки; обеспечению минимальной бактериальной обсемененности поверхности продуктов.

В камерах холодильной обработки продуктов необходимо соблюдать следующие условия:

поддерживать наиболее низкую (переменную или постоянную) температуру воздуха в зависимости от выбранного метода холодильной обработки и возможностей охлаждающей системы;

максимально уменьшить влияние загрузки камер на среднюю температуру воздуха за цикл;

исключить участки пути, по которым проходит продукт без холодильной обработки;

создать условия максимального теплоотвода от продукта к воздуху для быстрого снижения температуры поверхности продукта в процес-

се охлаждения до криоскопической при условии, что это допускается технологией;

поддерживать требуемые технологические режимы при минимальных эксплуатационных затратах, обеспечить стабильность коэффициента теплопередачи, быстрое и надежное освобождение теплопередающей поверхности от инея.

В камерах хранения необходимо поддерживать стабильную температуру в процессе хранения, «перехватывать» внешние тепловые потоки, создавать условия, чтобы тепловыделения внутри камер были минимальными при максимальной относительной влажности воздуха, особенно при хранении незатаренных грузов.

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В КАМЕРАХ

Для охлаждающих приборов камер, батарей и воздухоохладителей в зависимости от их конструкций количественной характеристикой процесса переноса теплоты является суммарный коэффициент теплоотдачи[1] $\alpha_{пр} = \alpha_к + \alpha_{вл} + \alpha_л$, где $\alpha_{вл}$ — условный коэффициент теплоотдачи, учитывающий перенос теплоты за счет массопереноса. Для аппаратов интенсивного охлаждения (например, воздухоохладителей), теплообменная поверхность которых закрыта со всех сторон металлической обшивкой, $\alpha_л = 0$.

На рис. VII.1 схематично показаны процессы переноса теплоты между ограждениями камеры, приборами охлаждения и продуктом при условии, что $\Theta_б < \Theta_п \leqslant \Theta_к$ и $t_к \geqslant \Theta_п$. Индексы б, п, к соответственно относятся к приборам охлаждения, продукту и воздуху камеры.

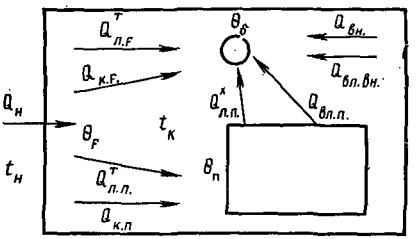


Рис. VII.1. Схема процессов переноса теплоты в холодильной камере.

Теплопритоки через ограждения (пол, потолок, боковые стены)

$$Q_н = Q_{к.F} + Q^т_{л.F} + Q^т_{л.п} \pm Q_{к.п},$$

где $Q_{к.F}$ — конвективная составляющая переноса теплоты от стенки к воздуху камеры; $Q^т_{л.F}$ — составляющая лучистого теплообмена между внутренней поверхностью ограждения камер и приборами охлаждения (батареями); $Q^т_{л.п}$ — составляющая лучистого теплообмена между внутренней поверхностью ограждения камер и поверхностью продуктов; $Q_{к.п}$ — конвективная составляющая теплового потока от воздуха к мясу.

---

[1] Процессы передачи теплоты включают теплопроводность, конвективный перенос и лучистый теплообмен. Их разделение на три составляющих при изучении курса теплопередачи носит главным образом методологический характер. В практических расчетах разделение суммарного процесса переноса теплоты на элементарные составляющие не всегда целесообразно. К этому приему прибегают только тогда, когда необходимо выявить влияние каждого из них на процессы массопереноса. Чаще всего результат одновременного действия элементарных процессов приписывается одному из них, который считается главным.

Теплопритоки, воспринимаемые приборами охлаждения, составляют

$$Q_б = Q_{к.б} + Q^т_{л.F} + Q^х_{л.п} + Q_{вл.п} + Q_{вн} + Q_{вл.вн},$$

где $Q_{к.б}$ — конвективная составляющая теплового потока между воздухом и поверхностью приборов охлаждения; $Q_{вл.п}$ — влажный тепловой поток от продукта к воздуху; $Q_{вн}$ — внутренние тепловыделения камеры; $Q_{вл.вн}$ — влажный тепловой поток от внешних источников; $Q^х_{л.п}$ — составляющая лучистого теплообмена между поверхностью продукта и поверхностью приборов охлаждения.

$$Q_{вл.п} + Q_{вл.вн} = Q_{вл.б}.$$

Теплообмен с продуктом

$$Q_п = Q^т_{л.п} \pm Q_{к.п} - Q^х_{л.п} - Q_{вл.п}.$$

Слагаемые тепловых балансов зависят от конструкции приборов охлаждения, вида продуктов и их упаковки, укладки, а также от мероприятий, которые применяют для направленного изменения конвективной и лучистой составляющих при переносе теплоты.

Тепловые потоки, направленные от ограждений к батареям и продукту $Q_п$, $Q_б$, $Q_п$, можно рассчитать по зависимостям, в которые будут входить суммариые коэффициенты теплоотдачи. Подробно материал изложен в главе XIII. Преимущество такого вида представления общих тепловых потоков через сумму элементарных составляющих проявляется в том случае, когда известны их взаимосвязь между собой и влияние на технологические характеристики процессов и качество пищевых продуктов.

СИСТЕМЫ ОТВОДА ТЕПЛОТЫ В КАМЕРАХ

Под системой отвода теплоты следует понимать совокупность системы охлаждения ограждающих конструкций и специальных устройств, используемых для направленного изменения видов переноса энергии в процессе теплообмена. Существующие системы отвода теплоты можно разделить на два вида. К первому виду относятся системы, которые отводят проникающую в камеру теплоту охлаждающими приборами непосредственно от воздуха в камере. К ним относятся системы непосредственного охлаждения или с промежуточным хладоносителем с батарейным или воздушным охлаждением.

Ко второму виду относятся системы, которые осуществляют частичный или полный «перехват» внешних теплопритоков на пути их в охлаждаемое помещение. К ним относятся системы с теплозащитной рубашкой с естественной или искусственной циркуляцией воздуха: панельные с полным или частичным экранированием ограждений камер; с динамической изоляцией; воздушного охлаждения со специальным воздухораспределением, «перехватывающим» теплопритоки наружных ограждений и перекрытий воздухом на пути его движения к воздухоохладителю; батарейное охлаждение с ледяными экранами.

Система с теплозащитной рубашкой (рис. VII.2) представляет собой охлаждаемый объем помещения, заключенный в термостатированную оболочку. В камерах хранения все наружные ограждения отделяются от грузового объема стенкой из сборного железобетона, покрытой слоем изоляции толщиной 50 мм. Между ограждением *5* и стенкой *4* образуется воздушная прослойка шириной 0,6 м, которая называется продухом *3*. Охлаждающие приборы *1*, предназначенные для отвода теплопритоков, проникающих через наружные ограждения,

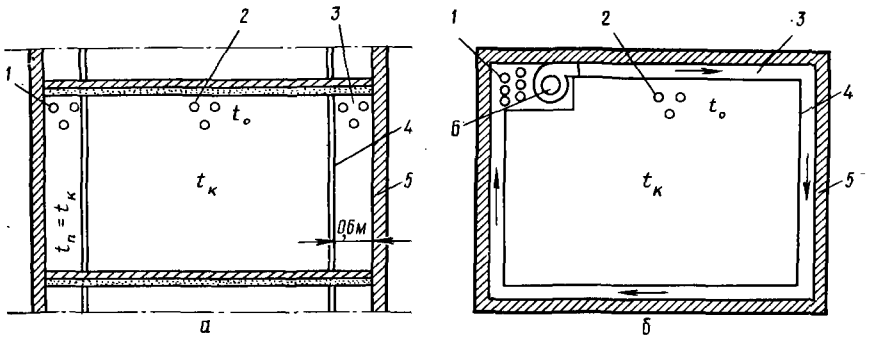


Рис. VII.2. Холодильник с теплозащитной рубашкой:
а — с естественной циркуляцией воздуха; *б* — с принудительной циркуляцией воздуха; *1* — охлаждающие приборы для отвода внешних теплопритоков; *2* — охлаждающие приборы для отвода внутренних теплопритоков; *3* — продух; *4* — стена из сборного железобетона; *5* — наружные ограждения; *6* — воздухоохладитель.

размещены под потолком в продухе соответственно на каждом этаже, а для отвода теплоты через покрытие — над верхним перекрытием на чердаке здания.

Внутри теплозащитной рубашки и в грузовом объеме камер поддерживается одинаковая температура (—18°С), благодаря чему между ними отсутствует теплообмен. Но так как в помещении возможны внутренние теплопритоки, то для их отвода предусматривается установка специальных охлаждающих приборов *2*, в которых, как и в батареях продуха, поддерживается температура кипения —28°С. Наличие теплозащитной рубашки позволяет снизить усушку хранимых грузов. Холодильник такой конструкции был построен в Москве (хладокомбинат № 12) по индивидуальному проекту. Строительство таких холодильников в промышленности больше не осуществлялось. Это объясняется трудностями, возникающими в процессе эксплуатации приборов охлаждения в продухе и ремонта тепловой изоляции наружных стен *5*.

Панельная система (рис. VII.3) осуществляет «перехват» внешних теплопритоков поверхностью панелей *1*, *3*, обращенных в продух *2*. Батареи отстоят от наружных стен на расстоянии 0,1 м на 0,3 м от потолка. Температура воздуха в продухе поддерживается несколько более высокой, чем в камере $t_к$. Это объясняется тем, что бо́льшая часть поверхности металлических листов, приваренных к трубам, обращена

в камеру. Поскольку температура панельных батарей всегда ниже температуры воздуха в продухе, в нем выгодно поддерживать температуру воздуха на 3—4°С выше температуры в камере. Наряду с уменьшением внешних теплопритоков это позволяет перехватить 95% наружных теплопритоков. Кроме того, температура кипения хладагента в трубах панельных батарей при температуре воздуха в камере —18°С и стационарном режиме хранения поддерживается равной —22÷—24°С.

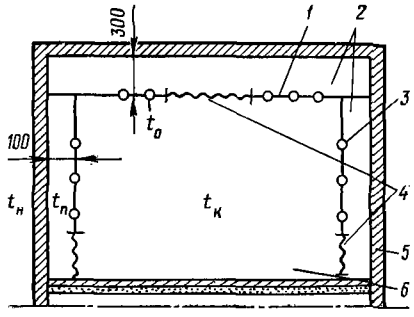


Рис. VII.3. Холодильник с панельной системой охлаждения:

1, 3 — панельные приборы охлаждения; *2* — продух; *4* — брезент; *5* — наружные ограждения; *6* — грузовой объем камеры.

Расход электроэнергии на выработку холода уменьшается на 20%, изоляцию наружных ограждений выполняют меньшей толщины. Этому способствует также меньшая (на 2—3°С) разность температур между воздухом в продухе $t_п$ и наружной средой. Усушка продуктов в камерах с панельной системой меньше, чем в камерах с теплозащитной рубашкой. Потолочные панели с продухом у перекрытия *целесообразно применять для южных* районов нашей страны, для которых характерна большая плотность тепловых потоков от солнечной радиации.

Динамической изоляцией условно называют тепловую изоляцию, в которой навстречу проникающему снаружи тепловому потоку медленно движется охлажденный воздух, воспринимающий значительную часть поступающей теплоты.

План охлаждаемого помещения *1* с динамической тепловой изоляцией показан на рис. VII.4. Между наружной стенкой *2* и теплоизоляционным слоем *3* образован воздушный продух *4* шириной 100—200 мм. Для этих камер в качестве теплоизоляционных материалов применяют материалы с незамкнутыми порами: торфоплиты, шлаковую вату, тонковолокнистые материалы и др. Охлажденный в воздухоохладителе *5* воздух подается в помещение грузового объема, имея температуру более низкую, чем температура камеры $t_к$. Затем воздух, проходя через теплоизоляционный слой и двигаясь навстречу тепловому потоку, нагревается и выходит в продух с температурой, близкой к температуре наружного воздуха $t_н$. Из продуха воздух засасывается вентилятором *6* и нагнетается в воздухоохладитель, где и охлаждается от $t_п$ до t_{b1}. Удельный массовый поток воздуха через ограждения составляет всего 1—2 кг/(м² · с).

Системы с теплозащитной рубашкой, панельная и с динамической изоляцией «перехватывают» внешние теплопритоки на пути их движения в грузовой объем камеры, создают высокую относительную влажность, но имеют некоторые недостатки. При использовании теплозащитной рубашки усложняется строительная конструкция холодильника, уменьшается грузовой объем камер, требуется дополнительный

расход изоляционных материалов на устройство продухов. В процессе эксплуатации невозможно осуществить ремонт и сушку увлажненной изоляции наружных стен. Затруднена эксплуатация приборов охлаждения, находящихся в продухе. В результате многолетней эксплуатации московского холодильника № 12 с теплозащитной рубашкой установлено, что усушка хранимых затаренных грузов уменьшается всего на 20% по сравнению с нормативной, предусмотренной для таких же температур в обычных холодильниках.

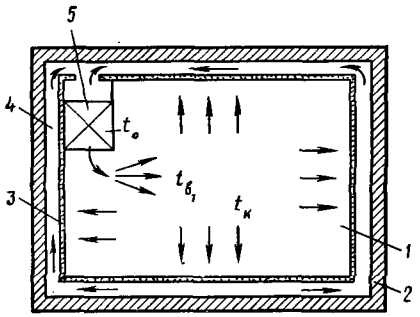


Рис. VII.4. План охлаждаемого помещения с динамической тепловой изоляцией:

1 — грузовой объем камеры; *2* — наружные ограждения; *3* — теплоизоляционный слой; *4* — продух; *5* — воздухоохладитель.

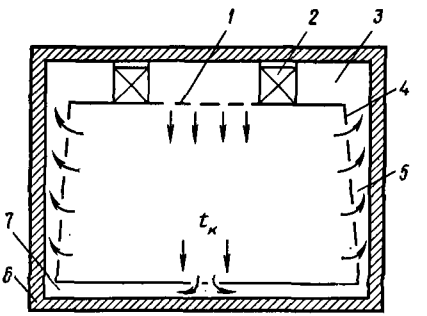


Рис. VII.5. Система воздухораспределения в камерах хранения незатаренных грузов для «перехвата» внешних теплопритоков:

1 — перфорированный потолок; *2* — воздухоохладитель; *3, 5* — продух; *4* — перфорированный экран; *6* — наружные ограждения; *7* — ложный пол из пустотелых плит.

Панельная система наиболее эффективно применяется только для одноэтажных холодильников в районах Средней Азии и для холодильников Госрезерва. Для других климатических районов и холодильников ее применение требует технико-экономического обоснования. Основной ее недостаток — металлоемкость и отсутствие автоматизированных и механизированных линий для изготовления приборов охлаждения. К эксплуатационным недостаткам относится трудность удаления инея с поверхности панелей, обращенных к потолочному продуху, к теплотехническим — низкая эффективность использования металла панелей как теплообменных аппаратов.

Систему воздушного охлаждения со специальным воздухораспределением, позволяющим «перехватывать» внешние теплопритоки на пути к грузовому объему (рис. VII.5) применяют для хранения незатаренных грузов. Особенность воздухораспределения заключается в том, что воздух, пройдя грузовой объем камеры и восприняв внутренние тепловыделения, отсасывается через перфорированные экраны *4*, отделяющие наружные ограждения *6* от грузового объема. В продухе *3, 5*, созданном экранами, воздух воспринимает наружные теплопритоки от стен и перекрытия и поступает в воздухоохладитель *2*, где охлаждается до температуры более низкой, чем температура его в каме-

ре, и снова подается в грузовой объем через перфорированный потолок *1*.

«Перехват» теплопритоков, поступающих в камеру через полы, также осуществляется воздухом, движущимся в каналах плит.

Указанная система отвода теплоты является наиболее перспективной и универсальной, поскольку она позволяет хранить как затаренные, так и незатаренные грузы. «Перехват» внешних теплопритоков даже на 50% делает ее конкурентоспособной с существующими системами «перехвата» теплоты при температуре хранения —18÷ —22°С.

На многих распределительных холодильниках отвод теплоты в камерах осуществляют батареями, что сопровождается большими потерями продуктов от усушки. Для уменьшения потерь в отечественной практике широко применяют *систему батарейного охлаждения с ледяными экранами*. Экраны представляют собой теплопередающую поверхность между воздухом продуха и камерным воздухом, особенностью которой является то, что она выполнена изо льда.

В зависимости от температурных условий камерный воздух от ледяных экранов может воспринимать и переносить теплоту либо влагу.

При условии равенства температур камерного воздуха и поверхности ледяных экранов камерный воздух переносит влагу от ледяных экранов в камеру.

На величину усушки при использовании ледяных экранов оказывает решающее влияние температура экранов по отношению к температуре воздуха в продухе. В зависимости от нее ледяной экран может осушать либо увлажнять воздух в камере холодильника. Относительная влажность воздуха в камере повышается за счет сублимации льда с поверхности экрана либо понижается за счет осаждения инея на его поверхности.

Необходимо, однако, отметить техническую сложность устройства ледяных экранов. Процесс намораживания льда на поверхности ткани является трудоемким. Экраны из льда очень хрупкие и при производстве грузовых операций в камере часто повреждаются.

КЛАССИФИКАЦИЯ КАМЕР ХОЛОДИЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ МЯСА

Классификация камер холодильной обработки, в основу которой положено различие, связанное с видами отвода теплоты от продукта, а также со способами загрузки и механизации, показана на схеме. Чаще всего в установках для холодильной обработки сочетаются следующие виды теплообмена: конвекция, радиация, сублимация или испарение влаги с поверхности продукта и десублимация на поверхности приборов охлаждения.

Сочетание трех видов теплообмена имеет место в камерах холодильной обработки мяса и мясопродуктов в неупакованном виде.

В зависимости от конструкции различают камеры зального типа и туннели.

По способу загрузки различают цикличные и непрерывно действующие. Осуществление непрерывной загрузки и последующей холодильной обработки позволяет уменьшить цикл охлаждения до 12—

Камеры охлаждения и замораживания
Туннели
Залные
Радиационно-конвективные
Радиационные
Конвективные
С температурой, регулируемой по зонам
С температурой, регулируемой по циклу
С нерегулируемой температурой
С организованным воздухораспределением
С неорганизованным воздухораспределением
Механизированные
Немеханизированные
Непрерывно действующие
Цикличные
Тупиковые
Проходные

14 ч, цикл замораживания — до 18—24 ч и на 30—40% уменьшить при этом усушку. По конструктивному исполнению камеры могут быть проходные и тупиковые. Предпочтение следует отдать проходным, так как устраняется встречное движение потоков груза, что упрощает эксплуатацию холодильников.

На мясокомбинатах мясные полутуши из цеха убоя скота и разделки туш направляют для охлаждения и замораживания в камеры, оборудованные подвесными путями и приборами охлаждения.

Подвесные пути представляют собой однорельсовые устройства, укрепленные от пола на высоте 3,35 м, по которым передвигаются каретки, состоящие из ролика, обоймы и крюка. К крюку подвешивают полутушу, которая в таком состоянии охлаждается и затем перемещается в камеры хранения охлажденного мяса, или в некоторых случаях в камеры замораживания.

По нормам, принятым в мясной промышленности, средняя загрузка 1 м подвесного полосового пути составляет: для говяжьего мяса в полутушах средней массой менее 60 кг — 225 кг, 60 кг и более — 280 кг; нагрузка на 1 м^2 площади пола принята равной 200—250 кг.

КОНСТРУКЦИИ КАМЕР ХОЛОДИЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ МЯСА

Камеры зального типа представляют собой помещения, оборудованные подвесными путями и имеющие вместимость по загрузке от 5 до 25 т. Характерным для таких камер является то, что их вместимость выбирают в зависимости от загрузки и разгрузки.

Особенно важен вопрос о выборе вместимости для камер с цикличной загрузкой, так как в длительность цикла входит время транспортных операций, в течение которых холодильные системы не работают, либо работают малоэффективно, что, естественно, приводит к повышению температуры в начале холодильной обработки продуктов и вызывает удлинение времени холодильной обработки и увеличение потерь от усушки.

Время холодильной обработки в камерах такого типа даже при интенсивных способах отвода теплоты остается значительным. Цикл охлаждения осуществляется за 24 ч, цикл замораживания — за 36 ч.

Туннели представляют собой сооружения, в которых осуществляется холодильная обработка при повышенных скоростях движения воздуха. Такие скорости создаются благодаря относительно малому поперечному живому сечению камер шириною не более 3 м, а высота ограничена габаритами обрабатываемого груза. Туннели оборудуются механизмами для погрузочно-разгрузочных работ; они могут работать как циклично, так и непрерывно.

При реконструкции батарейное охлаждение часто заменяют радиационно-конвективным, устанавливая батареи между подвесными путями и воздухоохладителями.

Камеры оборудуют приборами охлаждения, которые размещают в зависимости от применяемого способа воздухораспределения. В камерах с естественной конвекцией приборы охлаждения (батареи) располагают вдоль теплых ограждений. При вынужденном движении

воздуха в камере используют воздухоохладители. По исполнению они могут быть напольного и подвесного типов. Воздухоохладители напольного типа используют при канальном воздухораспределении, а подвесные при бесканальном.

Во всех случаях охлаждающие системы выбирают, руководствуясь режимами и принятыми методами холодильной обработки мяса.

РЕЖИМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ МЯСА

Режимы охлаждения мяса приведены в табл. VII.1.

Мясо в парном состоянии направляют на охлаждение. Если этот процесс длится более суток, его называют медленным охлаждением, а если менее суток — быстрым. Быстро охлажденное мясо имеет по

Таблица VII.1

Способы охлаждения мяса	Параметры воздуха (средние за процесс)		Температура мяса, °С		Продолжительность охлаждения, ч
	температура °С	скорость движения, м/с	начальная	конечная	
Одностадийное охлаждение					
Медленное (все виды мяса)	2	0,1—0,2	35	4	28—36
Ускоренное (все виды мяса)	0	0,5—0,8	35	4	20—24
Быстрое					
говядина	от —3 до —5	1—2	35	4	12—16
свинина	от —3 до —5	1—2	35	4	10—13
баранина	от —3 до —5	1—2	35	4	6—7
Двухстадийное охлаждение					
Быстрое					
говядина					
охлаждение	от —4 до —5	1—2	35	10	10—12
доохлаждение	от —1 до —1,5	0,1—0,2	10	4	8—10
свинина					
охлаждение	от —5 до —7	1—2	35	10	6—8
доохлаждение	от —1 до —1,5	0,1—0,2	10	4	6—8
Сверхбыстрое					
говядина					
охлаждение	от —10 до —12	1—2	35	15—18	6—7
доохлаждение	от —1 до —1,5	0,1—0,2	15—18	4	10—12
свинина					
охлаждение	от —10 до —15	1—2	35	18—22	4—5
доохлаждение	от —1 до —1,5	0,1—0,2	18—22	4	10—15
Программное охлаждение					
говядина	—4	$\frac{4^*}{0,5}$	32—36	4	9—10

* В числителе указана скорость движения воздуха (м/с) в начале процесса, в знаменателе — в конце процесса.

всем показателям неоспоримые преимущества перед медленно охлажденным.

Различают одно-, двухстадийное и программное охлаждение мяса (рис. VII. 6).

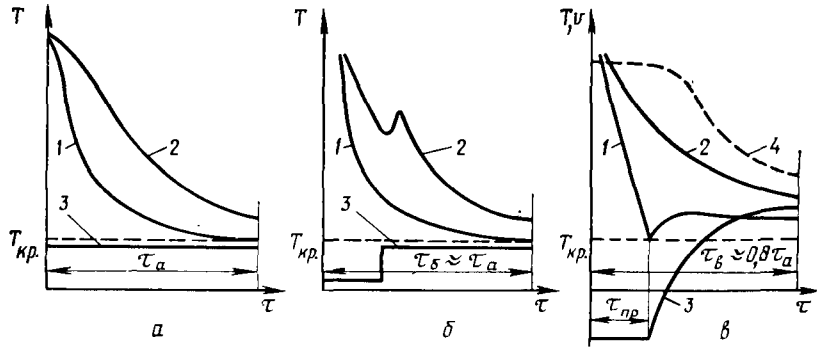


Рис. VII.6. Термограммы одностадийного интенсивного (а), двухстадийного (б) и программного (в) методов охлаждения мяса:

1 — температура поверхности полутуш; *2* — температура центра бедра полутуши; *3* — температура воздуха в камере; *4* — скорость движения воздуха.

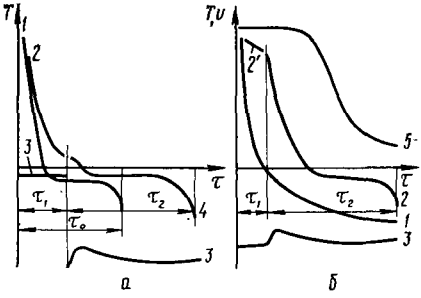


Рис. VII.7. Термограммы двухфазного (а) и однофазного (б) процессов замораживания мяса:

1 — температура поверхности полутуш; *2, 2', 4* — температура в центре бедра; *3* — температура воздуха в камере; *5* — скорость движения воздуха в камере или туннеле.

Интенсивные одно- и двухстадийный методы охлаждения мяса осуществляют при цикличной загрузке камер и применяют на действующих холодильниках или при реконструкции их блоков холодильной обработки.

В одностадийном процессе охлаждение осуществляется при постоянной температуре воздуха в камере (рис. VII. 7, *а*), в двухстадийном — при переменной (рис. VII. 7, *б*), в программном с предохлаждением — вначале при постоянной низкой температуре и большой скорости движения воздуха ($w = 4 \div 5$ м/с), а затем при переменной или постоянной температуре и переменной скорости движения воздуха ($w = 4 \div 0{,}5$ м/с).

Интенсивность процесса охлаждения мяса в полутушах зависит в основном от температурного напора и скорости движения воздуха у поверхности продукта. При увеличении скорости движения воздуха w средняя скорость и суммарная величина усушки при охлаждении уменьшаются в основном за счет сокращения продолжительности процесса.

Уменьшение суммарной усушки за процесс охлаждения при постоянной температуре воздуха наблюдается при увеличении скорости

движения воздуха от 0,1 до 1,2 м/с. Так, по данным опытов, при увеличении скорости движения воздуха от 0,35 до 1,1 м/с усушка уменьшается в 3—4 раза. При скорости движения воздуха от 1,1 до 1,7 м/с скорость усушки и ее суммарная величина потерь меняются незначительно (за исключением первых часов), а при скорости 1,7 м/с мало зависят от нее и определяются разностью температур поверхности мяса и воздуха камеры, продолжительностью охлаждения.

При быстром одностадийном охлаждении мяса в зависимости от скорости движения воздуха и способа отвода теплоты температура поверхности полутуши через 5—10 ч становится на 2—4°С выше температуры воздуха в камере. Этому периоду и соответствуют наибольшие (80%) потери мяса от усушки. Поэтому для их уменьшения целесообразно интенсифицировать теплообмен путем снижения температуры и увеличения скорости движения воздуха, но только до момента времени, когда поверхность достигает температуры замерзания. При этом для предохлаждения необходимо выбирать оптимальную плотность теплового потока, так как чем интенсивнее отвод теплоты от продукта, тем меньше время стадии предохлаждения и тем более высокой останется среднеобъемная температура продукта. При последующем охлаждении необходимо будет отводить больше теплоты, что вызовет увеличение продолжительности процесса и усушки продукта.

Такой ступенчатый отвод теплоты от мяса называется стадийным охлаждением. В первой стадии охлаждения на поверхности всегда получают температуру замерзания мяса. Во второй стадии проводится охлаждение до заданной температуры, причем уже при обычных (—2÷ —4°С) режимах, характерных для хранения охлажденного мяса, и умеренной циркуляции воздуха. Известны режимы двухстадийного охлаждения, когда первая стадия продолжается 4—6 ч при температуре воздуха —12÷ —15°С и скорости его движения от 1 до 3 м/с, а во второй стадии происходит выравнивание температуры мяса по объему и доохлаждение в обычных камерах хранения (сверхбыстрый режим).

Использование радиационного охлаждения позволяет существенно интенсифицировать процесс холодильной обработки мяса, так как суммарная интенсивиость излучения энергии поверхностью мяса значительна. Например, при средней степени черноты поверхности полутуши 0,9 и при температуре 27°С тепловой поток составляет 415 Вт/м², а при 0°С — 286 Вт/м². Перенос теплоты излучением не связан с переносом массы и, следовательно, он не влияет на величину усушки мяса. Впервые радиационное охлаждение было предложено проф. Н. А. Герасимовым для камер замораживания, а в дальнейшем широко применялось и для камер охлаждения.

Двухстадийный метод охлаждения требует двойной затраты времени и средств на перегрузку мяса из камеры в камеру, поэтому вместо стадии охлаждения целесообразно применять предварительное охлаждение в потоке при передаче мяса из цеха предварительной переработки туш на холодильник. Этот процесс предложил И. Г. Чумак (1969 г.) для всех видов холодильной обработки с целью быстрого снижения температуры поверхиости полутуши до криоскопической. Для

его осуществления требуется туннель, оборудованный воздухоохладителями, где поддерживаются температура —20÷ —25°С и высокая скорость движения воздуха. Время предварительного охлаждения $\tau_{пр}$ составляет не более 0,3 ч. Исследования этого процесса, проведенные совместно с В. И. Шахневичем, показали его высокую эффективность (усушка мяса уменьшается на 20—30%).

Программный метод охлаждения, разработанный в Одесском технологическом институте холодильной промышленности, позволяет наиболее эффективно осуществить холодильную обработку мяса в потоке. Мясо в полутушах из цеха предварительной переработки проходит туннель предварительного охлаждения и направляется в камеры программного охлаждения, где охлаждается при температуре воздуха —3÷ —4,5°С и переменной скорости его движения.

Продвижение мяса в камере осуществляется фронтально согласно методу, разработанному Д. Н. Ильинским. Суть его заключается в специальной загрузке подвесных путей полутушами. Полутуши поочередно поступают на нитки подвесных путей, на 1-ю и n-ю, в последующем полутуша $n + 1$ поступает снова на первый путь и т. д. Каждая нитка подвесного пути обслуживается толкающим конвейером. Время продвижения мяса по одному подвесному пути равно времени холодильной обработки. Скорость движения воздуха изменяется по длине подвесного пути в заданных пределах, например для охлаждения — от 4 до 0,5 м/с. Изменение скорости движения воздуха вдоль подвесных путей осуществляется через каналы с насадками либо бесканально за счет специальной расстановки воздухоохладителей.

РЕЖИМЫ ЗАМОРАЖИВАНИЯ МЯСА

Замороженными принято считать продукты, в которых примерно 85% влаги превращено в лед. Льдообразование начинается обычно в интервале температур между 0 и —1°С и условно считается законченным, когда температура в центре продукта достигает —4, —5°С. Это соответствует средней температуре по объему —10÷ —15°С.

Понижение температуры продукта от 0 до —5°С и составляет процесс замораживания. Понижение температуры до 0°С принято называть охлаждением, а от —5°С и ниже — домораживанием. Максимальная обратимость процесса замораживания и, следовательно, более полное сохранение основных качеств продукта достигаются при высоких скоростях замораживания.

Под скоростью замораживания понимают отношение толщины замороженного слоя (в сантиметрах) ко времени (в часах), в течение которого он образовался. Скорость замораживания (например, мяса в полутушах) в морозильных камерах при средней температуре воздуха в них $t_к$ около —20°С и естественной его подвижности не превышает 0,5 см/ч. В туннельных морозилках при $t_к$ = —25°С и w = 5 м/с скорость замораживания полутуши мяса составляет 0,91 см/ч, а при $t_к$ = = —35°С и w = 9 м/с соответственно 1,3 см/ч. В скороморозильных аппаратах, где продукты замораживают в блоках при непрямом контакте

с хладоносителем, имеющим температуру —25°, —27°С, скорость замораживания составляет от 1,5 до 1,9 см/ч.

В промышленности применяют два метода замораживания мяса: после его охлаждения до среднеобъемной температуры $\bar{t}_v = +4°С$ — двухфазный метод; однофазный[1], когда мясо в парном состоянии. При этом процесс замораживания резко интенсифицируется, что дает существенный технико-экономический эффект.

Термограммы процессов однофазного и двухфазного замораживания показаны на рис. VII.7, *а* и *б*. Из сравнения термограмм следует, что при однофазном замораживании процессы теплообмена протекают сразу при больших перепадах температур, и в результате процесс охлаждения совмещается с замораживанием и протекает с большей скоростью.

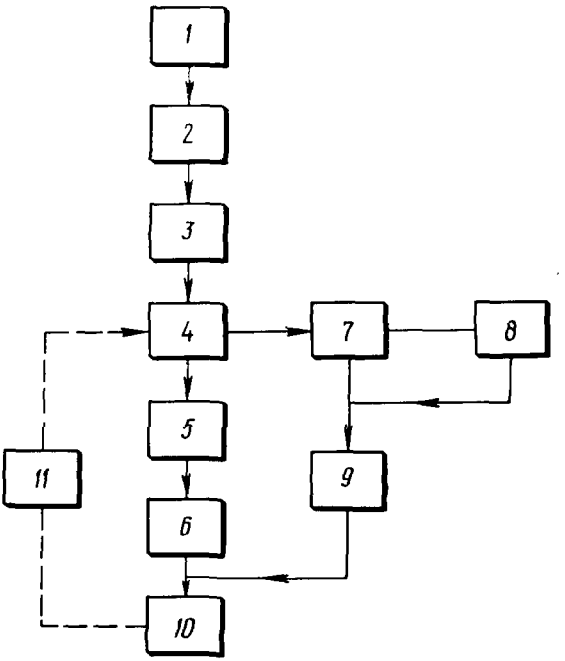


Рис. VII.8. Технологическая схема холодильной обработки мяса в контейнерах:

1 — обработка в цехе первичной переработки скота; *2* — электростимулирование — ускорение автолитических процессов (созревание); *3* — предварительное охлаждение до 12—20°С; *4* — разделка, упаковка, укладка в контейнеры; *5* — доохлаждение (t=4°С); *6* — хранение (t=—2°С); *7* — замораживание в потоке; *8* — упаковка и укладка в контейнеры после замораживания; *9* — хранение в контейнере; *10* — экспедиция — отгрузка; *11* — возврат контейнера.

Дальнейшее совершенствование холодильной технологии однофазного замораживания мяса связано с применением предварительного охлаждения и предварительного замораживания в потоке и фронтального продвижения полутуш в камере. Это позволяет осуществлять полный цикл замораживания за 18 ч с усушкой мяса, не превышающей 1,2% за цикл. Эту технологию разрабатывали Одесский технологический институт холодильной промышленности, УкрГИПРОмясо и внедрили на холодильнике Тернопольского мясокомбината, что позволило в сравнении с обычной технологией, принятой в типовом проекте такой же емкости, уменьшить площадь камер замораживa-

[1] Разработкой и исследованием однофазного метода замораживания в СССР занимались многие ученые. Приоритет принадлежит Д. А. Христодуло (1950 г.). Внедрение метода и исследование процессов тепло- и массообмена в камерах холодильников проводили коллективы Московского технологического института мясной и молочной промышленности, Всесоюзного НИИ мясной и молочной промышленности под руководством проф. А. П. Шеффера и Одесского технологического института холодильной промышленности под руководством проф. И. Г. Чумака.

ния и на освободившейся площади разместить камеру сортировки и хранения охлажденного мяса вместимостью 78 т, а также увеличить вместимость камер хранения мороженых грузов на 280 т.

Рассмотренная технология холодильной обработки мяса в полутушах при воздушном охлаждении по продолжительности охлаждения и замораживания достигла практического предела, так как дальнейшая интенсификация будет связана со значительными затратами средств. Поэтому такая технология рекомендуется к применению при реконструкции холодильников с целью интенсификации теплообмена и внедрения механизации. Это объясняется еще и тем, что технология обработки мяса в полутушах на мясокомбинатах малоэффективна и обусловливает большую себестоимость хранения и перевозки во всех звеньях холодильной цепи производства мяса. Она затрудняет дальнейшую интенсификацию холодильной обработки мяса из-за большого внутреннего теплового сопротивления мяса в полутушах, не позволяет произвести упаковку мяса во влагонепроницаемые оболочки; не допускает увеличения удельной загрузки камер холодильников и рефрижераторного транспорта до 600—700 кг/м³. Хранение мяса и мясопродуктов в полутушах сопряжено с большими потерями мяса от усушки, а в связи с этим требует от проектировщиков сложных инженерных решений при создании камер хранения холодильников (теплозащитная рубашка, панельная система, динамическая изоляция, ледяные экраны и др.). Поэтому перспективным направлением в развитии холодильной цепи производства мяса является переход на технологию с расфасовкой мяса на сортовые отруба и блочное мясо.

Более совершенная технологическая схема холодильной обработки мяса (рис. VII.8) предусматривает применение методов интенсификации процессов созревания мяса, например за счет его обработки электрическим током — процесс электростимулирования. Эта технология, как и предыдущая, использует предварительное охлаждение (но с более высокой температурой воздуха) для получения среднеобъемной температуры мяса $\bar{t}_v = +12°\,\text{C} \ldots +20°\,\text{C}$, при которой полагается разделывать полутуши на отруба и формировать блоки. Полученные блоки укладывают в контейнеры либо в картонную, металлическую, полиэтиленовую тару и перемещают в камеры или аппараты для доохлаждения и замораживания. При этом можно увеличить удельную загрузку камер или туннелей доохлаждения и замораживания в 2,5—3 раза (700 —800 кг/м²). При упаковке мяса практически исключают его усушку в процессе холодильной обработки и хранения. Вместимость камер хранения охлажденного и замороженного мяса при загрузке контейнерами увеличивается почти в два раза. Режимы холодильной обработки для новой технологии остаются прежними.

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА ОХЛАЖДЕНИЯ МЯСА

Продукты относятся к телам неправильной геометрической формы, но при расчете времени охлаждения их уподобляют по форме простым телам, для которых имеются решения дифференциальных уравнений теплопроводности при соответствующих начальных и граничных условиях.

Общее решение дифференциального уравнения теплопроводности при граничных условиях третьего рода для пластин дает зависимость изменения температуры тела в точке от пяти факторов

$$(t_{x,\tau} - t_c) = f\left[(t_н - t_c),\ R,\ a,\ \frac{\lambda}{\alpha},\ x\right],$$

где t_x, τ; $t_н$; t_c — соответственно температура заданной точки в теле по истечении времени τ, начальная температура, температура среды; R — определяющий размер тела; a — коэффициент температуропроводности; λ — коэффициент теплопроводности; α — коэффициент теплоотдачи; x — текущая координата.

В практике при охлаждении продуктов наиболее часто необходимо определять температуру $t_{x,\tau}$ в точке, лежащей в геометрическом центре продукта($x = 0$). При этом частное решение дифференциального уравнения теплопроводности при граничных условиях третьего рода имеет вид

$$\theta_{x=0} = \sum_{i=1}^{\infty} \frac{2 \sin \mu_i}{\mu_i + \sin \mu_i \cdot \cos \mu_i} e^{-\mu_i^2 \frac{a\tau}{R^2}} \cdot \cos\left(\mu_i \frac{x}{R}\right),$$

При $x = 0$ $\cos \mu_i \frac{x}{R} = 1$ и формула упрощается. Она справедлива для условий одно- и двухстороннего охлаждения пластин. При двухстороннем охлаждении подставляют определяющий размер $\delta_{пл} = 2R$, при одностороннем $\delta = R$.

Величины μ_i — корни характеристического уравнения, в общем виде зависят от величины критерия Bi и в специальной литературе табулированы.

Представленное решение можно записать в общем виде

$$\theta_{x=0} = f(a\tau/R^2, \alpha R/\lambda), \text{ или } \theta_{x=0} = f(\text{Fo}, \text{Bi}), \qquad \text{(VII.1)}$$

где $\Theta_{x=0}$ являются безразмерными величинами температурного поля в центре фигуры $x = 0$; Fo, Bi — соответственно критерии Фурье и Био. Возможно получить решение и для $\Theta_{x=R}$, т. е. для поверхности

$$\theta_{x=0} = (t_{(\tau, x)} - t_c)/(t_{o, x)} - t_c), \qquad \text{(VII.2)}$$

$t_{(\tau,x)}$ — конечная температура в центре продукта ($x = 0$); $t_{(o,x)}$ — начальная температура в центре продукта; t_c — температура среды.

Эта зависимость удобна для практических расчетов нестационарных процессов охлаждения. Функциональная связь между температурой среды и тела и теплофизическими свойствами его представлена в специальной литературе в виде номограмм. Используя номограммы, построенные по зависимости VII. 1 для различных скоростей движения воздуха и его температуры, определяют длительность охлаждения тел. Условия, описываемые зависимостью (VII.2), справедливы только для одномерной задачи.

Расчеты температурных распределений для неправильной формы тела производят с помощью коэффициентов формы.

А. Г. Фикийн получил функциональную зависимость продолжительности процесса (в ч) от параметров среды для тел различной геометрической формы

$$\tau = A \frac{R^2}{a} \left[\left(\frac{2{,}3}{\text{Bi}} + 0{,}8 \right) \lg \frac{t_{(\tau, x)} - t_c}{t_{(o, x)} - t_c} - 0{,}12 \right],$$

где $A = -1$ для пластины; $A = -1/2$ для цилиндра и $A = -1/3$ для сферы.

Полученная зависимость достаточно точная, особенно в рамках температурных режимов, характерных для холодильных технологических процессов и теплофизических коэффициентов, специфичных для пищевых продуктов.

В тех случаях, когда продукты по форме значительно отличаются от правильных, для каждого вида продукта вводят коррекционные коэффициенты. Коррекционный коэффициент к представляет собой отношение времени, необходимого для охлаждения продукта простой геометрической формы ($\tau_п$ — для пластины, $\tau_ц$ — для цилиндра и $\tau_с$ — для сферы), к времени, необходимому для охлаждения продукта заданной формы ($\tau_м$ — для мяса, $\tau_я$ — для яблока, $\tau_г$ — для груши).

$$к = \sqrt{\tau_п/\tau_м} = 1{,}34, \quad \tau_м = 0{,}56\tau_п.$$

$$к = \sqrt{\tau_ц/\tau_я} = 1{,}22 \pm 0{,}04, \quad \tau_я = 0{,}67\tau_ц.$$

$$к = \sqrt{\tau_ц/\tau_г} = 1{,}18 \pm 0{,}05, \quad \tau_г = 0{,}72\tau_п.$$

На основании зависимости можно определить оптимальные сочетания скорости движения воздуха и его температуры, при которых время охлаждения будет минимальным.

Выбор скорости движения воздуха должен производиться по скорости охлаждения мяса и на основании технико-экономических расчетов.

При расчетах процессов охлаждения мяса за характерный размер полутуши принимают толщину бедра $\delta = R$; полутуша моделируется как бесконечная пластина конечной толщины.

Значение коэффициента теплоотдачи от поверхности мяса полутуши к воздуху определяется из критериальной зависимости $Nu_а = 0{,}17Re^{0{,}7}$.

Приведенный коэффициент теплоотдачи, учитывающий дополнительно массоперенос, рассчитывается по зависимости $\alpha_{пр} = \alpha + \alpha_и$, где $\alpha_и$ — условный коэффициент теплоотдачи, учитывающий перенос тепла за счет испарения. На практике возникают трудности в определении $\alpha_и$, поэтому для расчетов можно рекомендовать экспериментальное соотношение между $Q_с/Q_и = \alpha/\alpha_и = 1{,}24$. В этом случае приведенный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{пр} = 1{,}8\ \alpha$. Расчет величины усушки мяса в процессе охлаждения ведется по формулам, приведенным в главе VIII, количество теплоты, отводимой от продукта, определяют по разности энтальпий до и после его охлаждения. Точность расчетов определяется достоверностью вычисленного значения среднеобъемной температуры продукта в конце холодильной обработки. Последняя находится по формулам, полученным при решении уравнений теплопроводности.

Зависимость А. Г. Фикийна с учетом коэффициента формы можно использовать для расчета процесса охлаждения мяса в полутушах при одностадийных и интенсивных методах при условии, что температура их поверхности не снижается ниже криоскопической — $t(x, \tau) \geqslant t_{кр}$.

Температурное распределение в теле во второй стадии охлаждения, когда в камерах температура воздуха $t_{с_2}$ и коэффициент теплоотдачи

α_2 остаются неизменными, определяется, как для пластины, по уравнению

$$t_{(x,\ \tau_2)} = t_{c_2} + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos\left(\mu_n \frac{x}{R}\right) \exp\left(-\mu_n^2 \mathrm{Fo}\right) x \left\{(t_{c_1} - t_0) - \right.$$

$$\left. - \frac{(t_{c_1} - t_0)(\mathrm{Bi}_1 - \mathrm{Bi}_2)}{\mathrm{Bi}_2} \mu_n^2 \sum_{m=1}^{\infty} A_m \frac{\cos \mu_m}{\mu_m^2 - \mu_n^2} \exp\left(-\mu_m^2 \mathrm{Fo}_1\right)\right\}.$$

В этом уравненни подстрочные индексы: 1 и 2, m и n соответственно относятся к первой и второй стадиям процесса охлажденя; A_n, A_m — являются функцнеи только критерия Bi; μ_n — корни характеристического уравнения, заранее рассчитаны и табулированы.

Для программного охлаждения основным вопросом, требующим решения, является определение зависимости изменения скорости движения воздуха во времени, при котором достигается заданная среднеобъемная температура продукта, а температура поверхности не опускается ниже —1,5°С, при этом значения времени охлаждения и естественной убыли мяса становятся минимальными.

К сожалению, такая задача решается численным методом. Расчеты показывают, что в первой половине времени процесса охлаждения должна поддерживаться скорость движения воздуха 3,5—4,0 м/с при температуре (—15÷ —20)°С, а во второй она снижается до 0,5 м/с при температуре воздуха —2÷ —3°С.

РАСЧЕТ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ ЗАМОРАЖИВАНИЯ МЯСА

Расчет продолжительности замораживания базируется на технологической схеме и режимах холодильной технологии. На основании этого расчета в дальнейшем определяют тепловую нагрузку на приборы охлаждения и компрессоры, а также площадь камер или производительность скороморозильных аппаратов. Рассмотрим расчет продолжительности замораживания мяса поточным методом. Поточное замораживание парного мяса является наиболее перспективным, так как в этом случае интенсифицируется процесс холодильной обработки и устраняются непроизводительные затраты времени на загрузку и выгрузку камер.

Технологическая схема холодильной обработки мяса в потоке показана на рис. VII.9. Мясо с конвейера цеха убоя скота и разделки туш поступает в туннель предварительного охлаждения, после чего его сортируют по категориям для соответствующих целей.

Предназначенное для замораживания мясо в момент A (см. рис. VII.9) по конвейеру поступает в камеру (туннель) предварительного замораживания, в которой поддерживается температура воздуха —30°С при скорости его движения 4—5 м/с. Туннель работает со сдвигом по времени Δ_1 после начала работы цеха первичной переработки туш. После предварительного замораживания, продолжительность которого составляет τ_{ξ_1}, партия i мяса в момент $Б$ направляется в камеру замораживания. В это время выгружаются поступившие в преды-

дущие сутки туши, обозначенные индексом i — 1. В момент B процесс выгрузки мяса прекращается, а процесс загрузки продолжается. В течение времени $БВ(\Delta_{min})$ загруженность камеры минимальная G_{min} при условии равенства количества загружаемого и выгружаемого мяса. В момент $Г$, соответствующий концу рабочего дня второй смены, по-

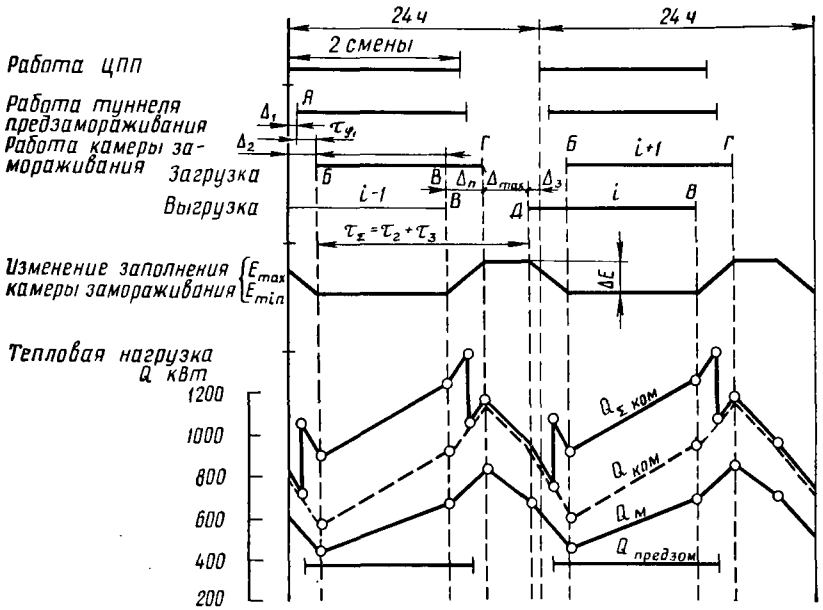


Рис. VII.9. Циклограмма работы блока замораживания мяса.

следняя туша поступает в камеру замораживания. В течение времени $ВГ(\Delta_n)$ загруженность камеры повышается из-за продолжения загрузки. В интервале времени $ГД$ ($\Delta_{max} = \tau_\Sigma - 16$) загруженность камеры постоянно находится на уровне максимальной G_{max}, так как нет процессов загрузки и выгрузки. Спустя интервал времени $\tau_\Sigma = \tau_2 + \tau_3$ с момента $Б$, когда партия мяса поступила в камеру замораживания, в момент D начинается процесс выгрузки i-й партии мяса. Это происходит, когда до конца суток осталось Δ_3 ч. Суточное колебание количества мяса ΔG_1 зависит от производительности камеры G_n и времени $\Delta_n = \Delta_2 + \Delta_3$.

Для сглаживания тепловой нагрузки на холодильные машины можно искусственно рассредоточить тепловую нагрузку за счет временного хранения части мяса G_n'' после предварительного замораживания в специальных камерах, что уменьшает загруженность камеры замораживания до G_r'' и сокращает потребность в холоде. После окончания второй смены (момент $Г$) мясо из камеры временного хранения перемещается в камеру замораживания, за счет чего удлиняется время загрузки и выгрузки.

Коэффициент сглаживания неравномерности поступления мяса η выражают в долях единицы — в виде отношения производительностей камеры временного хранения и конвейера камеры замораживания

$$\eta = G_r''/G_n = \left(G_r - G_r'\right)/G_r = 1 - [\Delta_n/(2\Delta_n + \Delta_{max})] .$$

Такая организация работы цеха убоя скота и разделки туш и блока холодильной обработки не противоречит требованиям однофазного замораживания и позволяет дополнительно интенсифицировать теплообмен в процессе предварительного охлаждения и замораживания в результате создания высоких скоростей движения воздуха, поддержания максимальной разности температур и уменьшения влияния инея на теплопередачу воздухоохладителей. Осаждение влаги на поверхности воздухоохладителей в первые часы работы уменьшает коэффициент теплопередачи на 40—50% [$k = 7 \div 9{,}3$ Вт/(м² · К)]. Если в этот момент не будет проведено оттаивания инея, то продолжительность цикла холодильной обработки может увеличиться почти вдвое. Воздухоохладители туннеля предварительного охлаждения можно оттаивать от инея в период остановки цеха первичной переработки — между сменами и в перерывы на обед, т. е. практически через каждые 4 ч.

В туннеле предварительного замораживания мясо замораживается на глубину 30—40 мм за 2—4 ч. Эта стадия замораживания введена для интенсификации теплообмена, так как указанная толщина продукта оказывает небольшое тепловое сопротивление, которое соизмеримо с сопротивлением теплообмену со стороны воздуха. Поэтому экономически выгодно увеличивать скорость движения воздуха именно в туннеле предварительного замораживания. Введение этой стадии также улучшает работу воздухоохладителей камер или туннелей замораживания из-за того, что на воздухоохладителях туннелей предварительного замораживания осаждается до 30—40% массы инея. Если учесть, что цикл работы этих туннелей завершается за 4 ч, то и здесь, в промежутках между сменами, появляется возможность проводить автоматизированное оттаивание поверхностей от инея. Все это позволяет рационально сочетать тепловые и технологические методы интенсификации однофазного замораживания парного мяса и снизить усушку мяса.

Расчет продолжительности холодильной обработки мяса в потоке по описанной технологии заключается в определении продолжительности каждой из стадий процесса. Холодильную обработку в этом случае условно разделяют на три стадии: предварительное охлаждение и предварительное замораживание; замораживание, в конце которого в центре мяса устанавливается $t_ц = t_{кр}$; завершение замораживания, в конце которого в центре мяса устанавливается $t_{ц.к} = -8 \div -10°С$.

При расчетах в процесс предварительного замораживания включают предварительное охлаждение и часть процесса замораживания. В конце предварительного замораживания толщина замороженного слоя мяса на поверхности небольшая, а среднеобъемная температура может быть выше криоскопической.

Основной процесс предварительного замораживания описывается задачей Стефана, т. е. сводится к условию теплопроводности при фазовом превращении с начальной постоянной температурой мяса $t_{0.н} = \text{const}$ и условию теплообмена между поверхностью продукта и воздухом при граничных условиях третьего рода.

Задача предварительного замораживания может быть описана системой уравнений

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial T_1(x,\ \tau)}{\partial \tau} &= a_1 \frac{\partial^2 T_1(x,\ \tau)}{\partial x^2} \quad \tau > 0; \quad 0 \leqslant x \leqslant \xi \\ \frac{\partial T_2(x,\ \tau)}{\partial \tau} &= a_2 \frac{\partial^2 T_2(x,\ \tau)}{\partial x^2} \quad \tau > 0, \quad \xi \leqslant x \leqslant R, \end{aligned}\right\} \qquad \text{(VII.3)}$$

где ξ — толщина замороженного слоя, отсчитываемая с поверхности пластины. Начальное условие $T(x,\ 0) = T_{0\cdot н} = \text{const}$

$$\left.\begin{aligned} &\text{Условие симметрии } \frac{\partial T_2(R,\ \tau)}{\partial x} = 0 \\ &\text{Граничное условие третьего рода } T_1(\xi,\ \tau) = T_2(\xi,\ \tau) = T_{кр} \\ &\frac{\partial T_1(0,\ \tau)}{\partial x} = \frac{\alpha}{\lambda_1}[T_1(0,\ \tau) - T_c]. \end{aligned}\right\} \qquad \text{(VII.4)}$$

Для повышения точности расчета вместо условия теплового баланса на границе фаз, записанного в дифференциальной форме, используется условие теплообмена на поверхности — интегральное преобразование типа Лейбензона

$$-\lambda_1 \frac{\partial T_1(0,\ \tau)}{\partial x} = rW\omega_1\rho_1 \frac{d\xi}{d\tau} + c_1\rho_1 \int_0^{\xi} \frac{\partial T_1(x,\ \tau)}{\partial \tau}\, dx + c_2\rho_2 \int_{\xi}^{R} \frac{\partial T_2(x,\ \tau)}{\partial \tau}\, dx. \qquad \text{(VII.5)}$$

В уравнениях (VII.3) и (VII.4) и краевых условиях (VII.5) приняты следующие обозначения: T_1 и T_2 — соответственно температуры отвердевшего и неотвердевшего слоев; T_c — температура среды; $T_{кр}$ — криоскопическая температура; a_1 и a_2 — соответственно температуропроводности этих слоев ($a = \lambda_i/c_i\rho_i$), м²/с; λ_1 — коэффициент теплопроводности для замороженного мяса, Вт/(м·К); λ_2 — то же для охлажденного мяса, Вт/(м·К); c_1 и c_2 — удельные теплоемкости замороженного и охлажденного мяса, Дж/(кг·К); ρ_1 и ρ_2 — плотность замороженного и охлажденного мяса; $\rho_1 = \rho_2 = 1020$ кг/м³; ξ— толщина замороженного слоя, отсчитываемая от поверхности пластины, м; r — скрытая теплота фазового перехода воды в лед, кДж/кг; W — количество воды в мясе (в долях единицы); ω — количество вымороженной воды (в долях единицы); R — полутолщина пластины $\delta_n = 2R$, м; α — коэффициент теплоотдачи от пластины к воздуху, Вт/(м²·К), $rW\omega\rho$ — тепловой поток, отводимый от 1 м³ мяса при замораживании; $rW\omega\rho = 1885 \cdot 10^5$ кДж/м³.

Теплофизические коэффициенты $a_i\lambda_i\tau_i$ принимают как средние значения, постоянные для данной зоны.

Решение этой задачи сопряжено с большими трудностями в случае нахождения T_1 и T_2 в виде аналитических функций. Наиболее простой путь ее решения получают, если подбирают подходящие функции для $T_1(x,\ \tau)$ и $T_2(x,\ \tau)$ с последующим определением коэффициентов в их выражениях как постоянных из начальных и граничных условий.

Распределение температуры в замороженном слое мяса не линейное, как это полагают Н. А. Головкин и П. П. Юшков, а криволинейное. Для удобства решения можно принять параболическую функцию $T_1(x, \tau)$ с показателем степени $n_1 = 1 \div 2$. Значение n_1 зависит от температуры среды t_c и коэффициента теплоотдачи. С их ростом изотермы в теле идут более круто, показатель степени n_1 для них будет больше

При расчетах камер интенсивного замораживания показатель степени $n_1 = 1{,}35 \div 1{,}5$, тогда

$$T_1(x, \tau) = T_{кр} + [T_1(0, \tau) - T_{кр}][1 - (x/\xi)]^{n_1}.$$

Функция T_2 также может быть принята параболической с показателем степени n_2 ($n_2 \geqslant 2$, принимается $n_2 = 2$), тогда при $\xi \leqslant x \leqslant R$

$$T_2(x, \tau) = T_{о.н} + \frac{T_{кр} - T_{о.н}}{R}\,[\xi + (R - x)^{n_2}/(R - \xi)^{n_2 - 1}],$$

где $T_{кр}$ — температура начала замерзания мясного сока (криоскопическая температура); $t_{кр} = -1{,}2°$ С; $T_{о.н}$ — начальная температура продукта.

Исходя из граничных условий теплообмена третьего рода, можно записать при $0 \leqslant x \leqslant \xi$

$$T_1(x, \tau) = T_{кр} + \frac{T_c - T_{кр}}{1 + \dfrac{n_1\lambda_1}{\alpha\xi}}\left(1 - \frac{x}{\xi}\right)^{n_1}.$$

Представляя функции $T_1(x, \tau)$ и $T_2(x, \tau)$ в частных производных и подставляя в условие (VII.5) Лейбензона, получаем обыкновенное дифференциальное уравнение. Интегрируя обе части в пределах соответственно от ξ_1 до ξ и от τ_1 до τ_2, можно получить решение в развернутом виде, при $\tau = 0$, $\xi = 0$ получаем полином третьего порядка по отношению ξ (при $n_2 = 2$).

Продолжительность предварительного замораживания определяется по формуле

$$\tau_{\xi_1} = \frac{\xi_1}{\alpha(T_{кр} - T_c)}\left[rW\omega_1\rho_1 + \frac{2n_2c_2\rho_2(T_{о.н} - T_{кр})}{n_2 + 1} + \frac{c_1\rho_1}{n_1 + 1}(T_{кр} - T_c)\right] +$$

$$+ \frac{\xi_2}{2n_1\lambda_1(T_{кр} - T_c)}\left[rW\omega_1\rho_1 + \frac{2n_2c_2\rho_2(T_{о.н} - T_{кр})}{n_2 + 1}\left(1 - \frac{n_1\lambda_1}{\alpha R}\right) +\right.$$

$$\left. + \frac{c_1\rho_1}{n_1 + 1}(T_{кр} - T_c) - \frac{2n_2c_2\rho_2(T_{о.н} - T_{кр})}{3n_1\lambda_1 R(T_{кр} - T_c)}\xi_1^3 - \frac{n_1\lambda_1c_1\rho_1}{\alpha^2(n_1 + 1)}\ln\left(1 + \frac{\alpha\xi_1}{n_1\lambda_1}\right)\right]. \quad \text{(VII.6)}$$

Продолжительность замораживания определяется при $\xi = R$ и $T_{ц.к} = T_{кр}$ (рис. VII.10). Этой точке соответствует продолжительность замораживания $\tau_2 + \tau_{пр}$. Для упрощения уравнения (VII.6) слагаемым содержащим ξ_1^3 из-за малости величины можно пренебречь.

Плотность теплового потока в процессе предварительного охлаждения $q_{\text{пр. охл.}} = c[\overline{t}_{\text{н}} - \overline{t}_v(\tau)]$.
После подстановки значения $\overline{t}_V(\tau)$ получим

$$q_{\text{пр.охл}} = c(t_{\text{н}} - t_{\text{с}})\left[1 - \sum_{n=1}^{\infty} B_{\text{п}} \exp\left(-\mu_{\text{п}}^2 \text{Fo}\right)\right],$$

где $B_{\text{п}}$ — комплекс, зависящий от $A_{\text{п}}$ и $\mu_{\text{п}}$; $B_{\text{п}} = A_{\text{п}} \sin\mu_{\text{п}}/\mu_{\text{п}}$, $A_{\text{п}}$ и $\mu_{\text{п}}$ — корни характеристического уравнения; табулированы в зависимости от критерия Bi.

Среднеинтегральная плотность теплового потока за время предварительного замораживания.

$$q_1 = \frac{1}{\xi}\int_{\xi}^{\xi} q_{\text{п}}(\tau)\, dx,$$

где $q_{\text{п}}(\tau)$ — плотность теплового потока в любой момент времени на поверхности мяса во время замораживания, Вт/м².

$$q_{\text{п}}(\tau) = -\lambda_1 \frac{\partial T_1(0,\ \tau)}{\partial x} = \lambda_1 \frac{n_1}{\xi} \frac{T_{\text{кр}} - T_{\text{с}}}{1 + \dfrac{n_1\lambda_1}{\alpha\xi}}.$$

Поэтому средняя плотность теплового потока во время предварительного замораживания, отнесенная к 1 кг,

$$\overline{q}_1 = \frac{n_1\lambda_1 f}{\xi_1}(T_{\text{кр}} - T_{\text{с}}) \ln\left(1 + \frac{\alpha\xi_1}{n_1\lambda_1}\right),$$

где f — удельная площадь поверхности продукта, м²/кг.

Так же определяется относительная разность температур на поверхности мяса в это время

$$\Theta_{\text{п}\xi_1} = (T_{\text{п}} - T_{\text{кр}})/(T_{\text{с}} - T_{\text{кр}}) = \alpha\xi_1/(\alpha\xi_1 + n_1\lambda_1).$$

Среднюю плотность теплового потока стадии последующего замораживания, отнесенную к 1 кг, можно определить таким образом

$$\overline{q}_2 = \frac{f}{R - \xi_1}\int_{\xi}^{R} q_{\text{п}}(\tau)\, dx = \frac{n_1\lambda_1 f(T_{\text{кр}} - T_{\text{с}})}{R - \xi_1} \ln \cdot \frac{\alpha R + n_1\lambda_1}{\alpha\xi_1 + n_1\lambda_1}.$$

Для упрощения расчета стадии завершения замораживания последняя уподобляется простому охлаждению без фазового превращения. Решение можно получить классически методом Фурье при начальном распределении температуры, аналогичном распределению t в конце второй стадии замораживания, т. е.

$$\left.\begin{aligned} T_{\text{з}}(x,\ 0) &= T_{\text{кр}} + \frac{T_{\text{кр}} - T_{\text{с}}}{1 + n_1/\text{Bi}_1}\left(\frac{x}{R}\right)^{n_1}, \quad -R \leqslant x \leqslant 0 \\ T_{\text{з}}(x,\ 0) &= T_{\text{кр}} + \frac{T_{\text{с}} - T_{\text{кр}}}{1 + n_1/\text{Bi}_1}\left(\frac{x}{R}\right)^{n_1}, \quad R \geqslant x \geqslant 0. \end{aligned}\right\}$$

Окончательно температура в мясе во время завершения замораживания

$$T_{з}(x,\ \tau) = T_{с} + (T_{кр} - T_{с}) \sum_{m=1}^{\infty} K_m(\mathrm{Bi}) \cos \mu_m \frac{x}{R} \exp\left(-\mu_m^2 \mathrm{Fo}_{з}\right),$$

где $K_m(\mathrm{Bi}) = \dfrac{2\mu_m}{\mu_m + \cos\mu_m \sin\mu_m}$

$$\left\{\frac{\sin\mu_m}{\mu_m} + \frac{\mathrm{Bi}_1}{\mathrm{Bi}_1 + n_1}\left[\frac{1}{n_1+1} - \frac{\mu_m^2}{2(n_1+3)}\right]\right\}.$$

Для ограничения быстро сходящего ряда одним его первым членом нужно, чтобы выполнялось условие $\mathrm{Fo}_{з} = \dfrac{a_{з}\tau_{з}}{R^2} \geqslant 0{,}25$ или условие $a_{з} = 0{,}653 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $R = 0{,}1$ м — $\tau_{з} \geqslant 3600$ с.

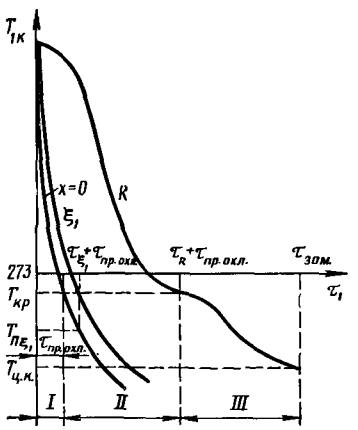


Рис. VII.10. Термограмма процесса замораживания.

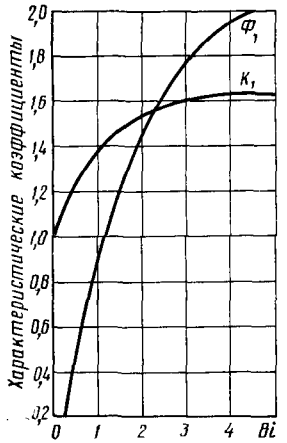


Рис. VII.11. Номограммы для определения характеристических коэффициентов.

На практике это условие всегда удовлетворяется. Отсюда продолжительность завершения замораживания

$$\tau_{з} = \left[R^2/a_{з}\mu_1^2\right] \ln\left[K_1(\mathrm{Bi})/\Theta_{ц.к}\right],$$

где

$$\Theta_{ц.к} = (T_{ц.к} - T_{с})/(T_{кр} - T_{с}).$$

$T_{ц.к}$ — конечная температура в центре мяса, по нормам

$T_{ц.к} = (-6 \div -10\ °\mathrm{C})$.

Суммарная плотность теплового потока за время домораживания

$$q_{з2}(\mathrm{Fo}_{з}) = \left[\lambda_1 f (T_{кр} - T_{с})/R\right]\left[\Phi_1(\mathrm{Bi})/\mu_1^2\right]\left[1 - \exp\left(-\mu_1^2 \mathrm{Fo}_{з}\right)\right],$$

или

$$q_{\Sigma}(\mathrm{Fo}_3) = [\lambda_1 / (T_{кр} - T_c)/R] \, [\Phi_1(\mathrm{Bi})/\mu_1^2] \, [1 - (\Theta_{ц.к}/\mathrm{K}_1(\mathrm{Bi}))],$$

где $\Phi_1(\mathrm{Bi}) = \mu_1 \sin \mu_1 \mathrm{K}_1(\mathrm{Bi})$.

Значения характеристических коэффициентов $\mathrm{K}_1(\mathrm{Bi})$ и $\Phi_1(\mathrm{Bi})$ определяют по графикам, изображенным на рис. VII.11.

РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ КАМЕР ПОТОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ И ЗАМОРАЖИВАНИЯ

Тепловая нагрузка на приборы охлаждения камер охлаждения и замораживания зависит от схемы технологической обработки, способа загрузки камер, температуры и скорости движения воздуха, т. е. от интенсивности теплообмена и продолжительности холодильной обработки. Рассмотрим расчет тепловой нагрузки камер охлаждения и замораживания мяса. Поступление мяса в камеры может быть цикличное (периодическое) или поточное (непрерывное). Способ организации подачи мяса в камеры холодильной обработки выбирают так, чтобы обеспечить (совместно с режимами холодильной обработки) уменьшение вместимости камеры (или производительности цеха первичной переработки туш) до минимальной, а также несовпадение пиковых тепловых нагрузок на холодильные машины.

Возможны три варианта организации подачи мяса из цеха первичной переработки туш в камеры охлаждения и замораживания:

I вариант — при постоянной производительности цеха первичной переработки туш и камер холодильной обработки. Главный поток мяса из цеха первичной переработки туш поступает в камеры предварительного замораживания и замораживания только после того, как будут заполнены мясом камеры охлаждения. Когда начинается выгрузка охлажденного мяса, парное мясо опять загружается в камеры охлаждения так, чтобы они оставались полными до конца рабочего дня. Тогда объем камеры охлаждения обновляется n раз, причем значение n зависит от цикла охлаждения. Пиковые тепловые нагрузки частично складываются. Загруженность камер периодически изменяется.

II вариант — при изменении производительности цеха первичной переработки и относительном количестве мяса, поступающего на охлаждение и замораживание, $P_i = 0 \div 1$. В начале рабочего i-го дня мясо в количестве $2P_iG_i(m)$ поступит только в камеры охлаждения, а в остальное рабочее время суток $[\tau^{зам}_{загр.\,i} = (16 - \Delta_1) - \tau^{охл}_{загр\,i}]$ — в камеры предварительного замораживания, а затем в камеры замораживания в количестве $2(1-P_iG_i)(m)$. Изменение загруженности камер холодильной обработки в различные дни качественно подобно ходу, но количественно не повторяется, т. е. загруженность камеры изменяется апериодически и зависит от цикла и режима, которые были приняты в предыдущий день. Для камер замораживания при соблюдении условия $\tau_{3i} < 24 + (P_{i+1} - P_i)(16 - \Delta_i) + \tau_{\xi_{i+1}\,i+1} - \tau_{\xi_i\,i}$; потребная вместимость камер не будет превышать $max[2(1 - P_i)G_i]$ и пиковые значения загруженности камер не совпадут. Если указанное усло-

вие не соблюдается, вместимость камер замораживания принимают исходя из условия $max[4(1-P_i)G_i]$. При этом тепловая нагрузка камер охлаждения и камер замораживания изменяется почти синхронно.

III вариант — при продолжительности цикла замораживания более суток, например до 40 ч. Мясо в камеры подают со сдвигом во времени на 24 ч: поочередно все мясо в одни сутки поступает в камеры охлаждения, а в следующие сутки идет только на замораживание.

В каждый момент времени в процессе замораживания интенсивность теплового потока от полутуш к воздуху различная и зависит от продолжительности нахождения последних в камере. Точно рассчитать динамику изменения суммарного теплового потока от всех полутуш, находящихся в камере в данный момент времени, очень трудно. Можно пользоваться методикой приближенного расчета теплового потока в характерные моменты времени, когда резко изменяется загруженность камеры (см. рис. VII.10), точки *Б*, *В*, *Г*, *Д*. Тепловые потоки (в кВт) от мяса к воздуху в узловые моменты времени следующие

$$Q_{м}^{Б} = \frac{12{,}5E_{max}(T_{кр}-T_{с})}{\tau_{\Sigma}}\left\{\frac{R\Phi_1}{a_1\mu_1^2}[1-\exp(-R_{\tau})]+\right.$$

$$\left.+\frac{\Delta_{min}-\tau_3}{R-\xi_5}\ln\left(1+\frac{R\xi_5}{\xi_5+\frac{\lambda_1}{\alpha}}\right)\right\};$$

$$Q_{м}^{В} = \frac{12{,}5E_{max}\Delta_{min}(T_{кр}-T_{с})}{\tau_{\Sigma}(\xi_2-\xi_1)}\ln\left(1+\frac{\xi_2-\xi_1}{\xi_1+\frac{\lambda_1}{\alpha}}\right);$$

$$Q_{м}^{Г} = \frac{12{,}5E_{max}(\Delta_{п}+\Delta_{min})(T_{кр}-T_{с})}{\tau_{\Sigma}(\xi_2-\xi_1)}\ln\left(1+\frac{\xi_2-\xi_1}{\xi_1+\frac{\lambda_1}{\alpha}}\right);$$

$$Q_{м}^{Д} = \frac{12{,}5E_{max}(T_{кр}-T_{с})}{\tau_{\Sigma}}\left\{\frac{R\Phi_1}{a_1\mu_1^2}[1-\exp(-R\tau)]+\right.$$

$$\left.+\frac{\Delta_{min}+\Delta_{п}-\tau_3}{R-\xi_4}\ln\left(1+\frac{R-\xi_4}{\xi_4+\frac{\lambda_1}{\alpha}}\right)\right\},$$

где E_{max} — вместимость камеры, т; $R_{\tau}=\mu_1^2F_{o_3}$;

$\xi_1, \xi_2, \xi_3, \xi_4, \xi_5$ — толщина промороженного слоя мяса, образованного соответственно за время предварительного замораживания и за интервалы времени, равные Δ_{min}, $\Delta_{min}+\Delta_{п}$, Δ_{max}, $\Delta_{max}+\Delta_{п}$.

Расчет тепловых потоков, поступающих от мяса, позволяет вычислить тепловую нагрузку на компрессоры (табл. VII.2).

Максимальная суммарная тепловая нагрузка на компрессоры (в кВт) $Q_{ком\,\Sigma}^{max}=1330P$. Минимальная суммарная тепловая нагрузка на компрессоры $Q_{ком\,\Sigma}^{min}=700P$. Неравномерность тепловых нагрузок на компрессоры $Q_{комΣ}^{max}/Q_{комΣ}^{min}=1{,}90$.

Таблица VII.2

Узловые точки	Плотность теплового потока от мяса при замораживании, $Q_{нетто}$, кВт	Тепловая нагрузка компрессоров с учетом коэффициента запаса $1,3Q_{комп}$, кВт	Суммарная тепловая нагрузка на компрессоры камер замораживания и предварительного замораживания $Q_{комп\ \Sigma}$, кВт
В	660*P*	920*P*	1266*P*
Г	770*P*	1060*P*	1060*P*
Д	592*P*	823*P*	823*P*
Б	413*P*	574*P*	934*P*
Предварительное замораживание	259*P*	360*P*	

Здесь P — относительное количество мяса, поступающего на замораживание, соответственно $(1-P)$ — на охлаждение

Для процесса предварительного замораживания рекомендуются следующие значения режимных параметров: $t_c = -35°C$, $w = 5-6$ м/с, для замораживания $t_c = -35°C$ и $w = 4{,}0-0{,}5$ м/с (скорость переменная).

РЕЖИМЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ И ХРАНЕНИЯ ПЛОДОВ И ОВОЩЕЙ

Основной задачей успешного хранения плодов и овощей является создание благоприятных условий, сохраняющих их стойкость к физиологическим заболеваниям и препятствующих воздействию на них микроорганизмов. Сохраняемость плодов и овощей связана с замедлением процессов жизнедеятельности в период хранения, причем их температура должна быть выше либо равна криоскопической; в большой степени сохраняемость плодов и овощей зависит от качественных характеристик сырья. К качественным характеристикам сырья относятся способность помологического сорта к длительному хранению, условия выращивания, климатические условия района, степень зрелости, способы уборки продукции, ее обработки, сроки и скорость охлаждения и закладки на хранение.

Основным процессом жизнедеятельности растительного сырья является процесс дыхания, который сводится к добыванию живой клеткой необходимой энергии, получаемой при распаде — окислении сложных органических веществ. С дыханием связаны все процессы, протекающие в растительном сырье; превращение и расход углеводов, потери воды, инфекционные и физиологические заболевания, удушение. Чем интенсивней дышат фрукты, тем быстрее протекает все эти процессы и тем больше потери сухих веществ и влаги.

Во время хранения в плодах происходят одновременно аэробный (с потреблением кислорода) и анаэробный (без потребления кислорода извне) процессы дыхания. Анаэробный процесс в нормальных условиях при свободном доступе воздуха по сравнению с аэробным очень незначителен.

Процесс аэробного дыхания может быть описан следующим схематическим балансовым уравнением (молекулярные массы выражены в граммах) $C_6H_{12}O + 6O_2 = 6CO_2 + 6H_2O + 2880$ кДж.

При анаэробном дыхании выделяется в 27 раз меньшее количество теплоты.

Интенсивность дыхания плодов и овощей изменяется в зависимости от температуры по экспоненциальному закону. Температура в штабеле всегда выше температуры окружающего воздуха, поэтому контроль температуры и ее поддержание необходимо осуществлять, ориентируясь на температуру воздуха внутри штабеля. Для снижения интенсивности дыхания плодов в промышленности проводят комплексные мероприятия [14].

1. Быстрое охлаждение и хранение фруктов и овощей при температурах в камерах $t_к \geqslant t_{кр}$.

2. Использование химических и физических факторов в качестве средств, замедляющих процессы дыхания.

3. Борьба с микробиальной порчей плодов и овощей при хранении за счет использования химических веществ в жидком, порошкообразном и газообразном состояниях, ультрафиолетового облучения, гамма-лучей и т. д.

Как правило, поддержание стабильных и достаточно низких температур хранения при любой системе охлаждения не решает всех вопросов сохранности сырья, так как микроорганизмы и плесени при этих температурах свободно развиваются в холодильных камерах. Поэтому сочетание необходимых температурных режимов и методов, направленных на подавление развития микроорганизмов, способно создать требуемые условия сохранности растительного сырья. Каждый вид сырья требует индивидуального выбора химических средств защиты, их концентрации в воздухе и времени воздействия, что предусматривается соответствующими технологическими инструкциями, но при этом холодильное хранение должно создать условия, при которых потери сырья от усушки и гнили будут минимальными.

Причины, вызывающие усушку растительного продукта при его хранении в холодильных камерах, такие же, как и для недышащих грузов (см. главу VI). Усушка при хранении растительного сырья, вызванная испарением влаги, пропорциональна количеству теплоты, подводимой к штабелю.

При испарении влаги происходит не только усушка, но и снижение качества растительных продуктов. Уменьшение массы хранимого сырья на 5% считается недопустимым, так как при этом растительные продукты теряют иммунитет к различным заболеваниям. Поэтому охлаждающие системы холодильников-фруктоовощехранилищ должны обеспечивать максимальное гашение внешних теплопритоков и стабильность поддержания температурного режима в объеме камеры и штабеля в течение всего периода хранения. Выполнение второго условия является очень важным, так как изменение температурного режима кроме увеличения усушки может вызывать конденсацию влаги на периферийной поверхности и в объеме штабеля с грузом.

При относительной влажности воздуха в камере и штабеле, равной 95—99%, резкое повышение температуры воздуха в камере даже на 0,3—0,5°С приводит к выпадению капель конденсата на поверхности груза.

Внутри штабеля также происходит отпотевание сырья, вызываемое колебаниями температуры при встрече теплого и холодного потоков воздуха в нем. Капельная конденсация на поверхности плодов стимулирует микробиологические процессы.

Тепловые режимы для камер хранения плодов и овощей выбирают в соответствии с требованиями технологии. К ним относятся температура воздуха, относительная влажность и скорость его движения.

Для большинства видов растительного сырья рекомендуемая температура воздуха изменяется в небольших пределах (от +4 до —2°С). Относительная влажность самопроизвольно устанавливается для каждого вида сырья в зависимости от условий отвода теплоты и удерживается в пределах от 85 до 96%. Исключение составляет лук, который хранится при относительной влажности не более 75%.

Охлаждение фруктов и овощей осуществляется чаще всего воздухом при температуре —2÷ —3°С и скорости его движения 1÷ ÷ 2 м/с, допускается и пульсирующий режим охлаждения, когда холодный воздух подается к продукту (штабелю) периодически через определенные интервалы времени. Этот режим позволяет использовать естественный холод (наружный воздух с температурой до—10°С).

ВЛИЯНИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ НА РЕЖИМ ХОЛОДИЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ ПЛОДОВ И ОВОЩЕЙ

На холодильниках применяют различные системы охлаждения. Их выбор необходимо проводить с учетом особенностей хранения растительного сырья. На первых фруктоовощехранилищах применяли такие же системы охлаждения, как и на распределительных холодильниках, пригодные для создания условий хранения недышащих грузов (в таких системах теплота от воздуха отводится на пути его движения к штабелю) и совсем не приспособленные для отвода теплоты дыхания, выделяемой фруктами в объеме штабеля. Поэтому в процессе хранения фруктов в штабеле создавались различные температурно-влажностные ситуации, которые в большей степени оказывали влияние на качественные показатели сырья и сроки хранения (см. рис. VII.12).

1. Зона отпотевания — в верхней части штабеля. Главная причина отпотевания — радиационное охлаждение груза со стороны покрытия или охлаждающих приборов.

2. Отпотевание, вызываемое перерывами в работе вентиляторов при обдуве штабеля воздухом сверху вниз, — одна из распространенных причин порчи сырья в холодильных камерах с общеобменной системой вентиляции.

3. Отпотевание, вызываемое реверсивной работой вентиляторов (разновидность ситуации 2).

4. Отпотевание сырья в верхней части штабеля, связанное с образованием очагов микробиологического поражения его в нижней зоне. Такая ситуация типична для хранения сырья в кагатах при низкой отрицательной температуре воздуха и применении активного вентилирования.

5. Явление «опрокинутой» циркуляции. Оно возникает, когда наружный теплый воздух проникает в хранилище либо при догрузке хранилища теплым сырьем. При этом из ниспадающих токов воздуха в штабеле выпадает роса. Особенно часто отпотевание возникает при хранении сырья с большой испарительной способностью (морковь, капуста), когда равновесная влажность воздуха внутри штабеля близка к 100%.

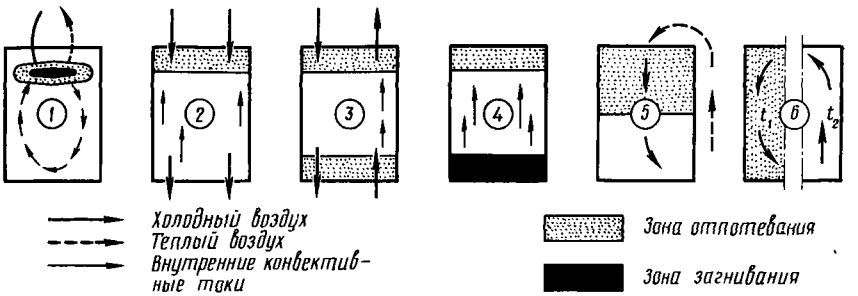


Рис. VII.12. Ситуации, вызывающие конденсацию водяного пара и образование водяной пленки на поверхности фруктов и овощей.

Влияние охлаждающих систем на температурно-влажностные режимы в камере и штабеле подробно описано И. Г. Чумаком [14], причины, вызывающие конденсацию водяного пара и образование водяной пленки на поверхности плодов и овощей, классифицировал В. З. Жадан [4].

Схемы распространенных, но недостаточно эффективных систем охлаждения фруктоовощехранилищ показаны на рис. VII.13. При использовании таких систем охлаждения создаются характерные ситуации в штабеле с растительным сырьем, когда возникают условия для пленочной конденсации влаги на боковых поверхностях и в объеме штабеля.

Сравнительный анализ систем охлаждения проводится на основании характеристик режимов хранения фруктов в камерах, температурно-влажностного режима в штабеле с учетом эксплуатационных характеристик систем. Данные о температурных режимах в камере и штабеле представлены на рис. VII.14.

При батарейном охлаждении (рис. VII.14, *а*), когда батареи расположены у стен (в этом случае теплопритоки наибольшие) или равномерно распределены по периметру камеры, в штабеле устанавливается равновесная относительная влажность воздуха 97÷ 98%, а в камере — 93%. Разность температур между воздухом камеры и грузом в штабеле по высоте в летнее время составляет 8—10° С; в

осенний и зимний сезон воздух у пола и груз со стороны батарей имеют отрицательную температуру (—3÷ —4°С), а в верхней части штабеля — положительную. Это вызывает отпотевание грузов, сопровождающееся микробиологическим поражением сырья. Кроме того,

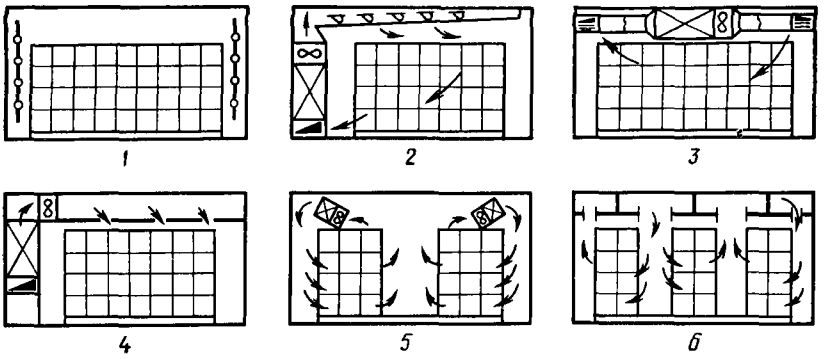


Рис. VII.13. Охлаждающие системы фруктоовощехранилищ:
1 — батарейиая; *2* — одноканальная с эжектирующим воздухораспределением; *3* — двухканальная; *4* — с верхнпм канально-щелевым воздухораспределением; *5* — с подвесными воздухоохладителями; *6* — многоканальная с потолочнымн нагнетательно-всасывающнми каналами.

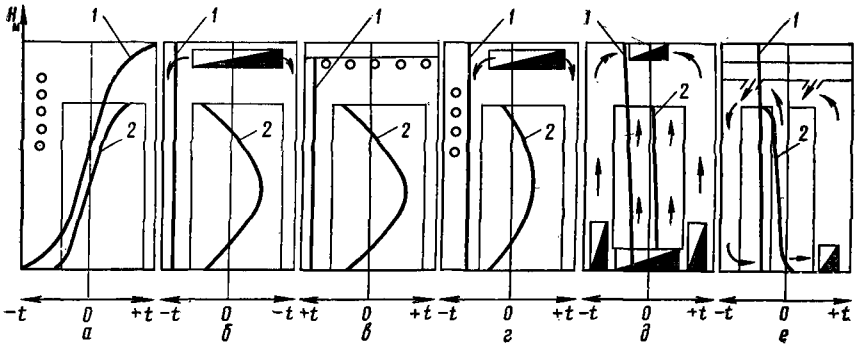


Рис. VII.14. Графики изменения температуры по высоте штабеля и камер с батарейной (а), воздушной (б), смешанной (в), панельной (г), воздушной с активным вентилированием (д), воздушно-экранной (е) системами охлаждения:
1 — температура воздуха в камере; *2* — температура в штабеле.

в таких системах создается большой радиационный теплообмен между поверхностью батарей, перекрытием и грузом, что приводит к подмораживанию продуктов и при последующей их дефростации — к загниванию либо поражению болезнями.

Принудительная циркуляция воздуха в камере при канальном воздухораспределении создает равномерную температуру воздуха в загруженной камере и почти не увеличивает проникновения воздуха внутрь штабеля. Это объясняется тем, что при таком воздухо-

распределении наблюдается омывающая вентиляция штабеля и перепад давлений воздуха, необходимый для его вентиляции, создается только за счет разности плотностей холодного и теплого воздуха вне и внутри штабеля $\Delta p = H_{шт}\Delta\rho$ 9,81.

В штабеле так же, как и при естественной конвекции, относительная влажность воздуха 96—98%, а перепад температур по высоте составляет 1,5—2°С.

Воздушное охлаждение создает локальные зоны отпотевания, возникающие, как правило, при верхней раздаче воздуха. В зоне встречи потоков влажность воздуха повышается вплоть до насыщения и выпадения конденсата. Системы *смешанного охлаждения* также не обеспечивают требуемых условий хранения фруктов, особенно в штабеле с грузом.

В камерах с *панельной системой охлаждения* устанавливается равномерное температурное поле воздуха с минимальными перепадами температур 0,1—0,3°С по объему камеры; температурное поле внутри штабеля остается неравномерным, как и при использовании других систем. В центре штабеля устанавливается наиболее высокая температура при относительной влажности воздуха 100%. Это объясняется наличием двух контуров циркуляции воздуха в нем. Нисходящая и восходящая циркуляция воздуха в штабеле создает ситуацию, показанную на рис. VII.14, *б*, *в*. Кроме того, в результате радиационного охлаждения температура фруктов и овощей в верхней части штабеля опускается до температуры замораживания. В случае отключения панельных батарей происходят оттаивание инея и увлажнение грузов под панелями. Поэтому такая система совершенно непригодна для фруктоовощехранилищ.

В камерах с *воздушно-экранной системой* охлаждения (рис. VII.14,*е*) осуществляется внекамерное гашение теплопритоков, проникающих через перекрытия. Кратность циркуляции воздуха в грузовом объеме камеры изменяется в результате создания двух контуров циркуляции воздуха.

Температурный градиент по высоте камеры составляет не более 0,8°С, а в штабеле — не более 1° С. Однако такая система не обеспечивает достаточного поступления воздуха в штабель с плотной укладкой груза (например, яблоки в ящиках).

На рис. VII.14, *д* показано изменение температур в камере и штабеле, которое наблюдается при воздушном охлаждении с принудительной подачей воздуха в штабель для отвода тепла от дыхания — (активное вентилирование), при этом второй поток воздуха подается в промежуток между стеной и штабелем. Воздух в штабель подается периодически (1,5—2 ч в сутки), с тем чтобы температура в нем поддерживалась стабильной.

Опытная эксплуатация систем с воздушным охлаждением и раздельным отводом теплоты от штабеля и наружных ограждений подтвердила высокую ее эффективность в сочетании с мероприятиями, направленными на подавление жизнедеятельности микроорганизмов. При проектировании воздухораспределения скорость движения воздуха в штабеле принимают равной 0,15—0,3 м/с. При этом

гидравлическое сопротивление штабеля невелико, так как воздух проходит в основном в промежутках между ящиками и поддонами. Количество воздуха, которое необходимо подавать в штабель, составляет 50—80 м³/(м²·ч). Данную систему предложил В. С. Мурашов.

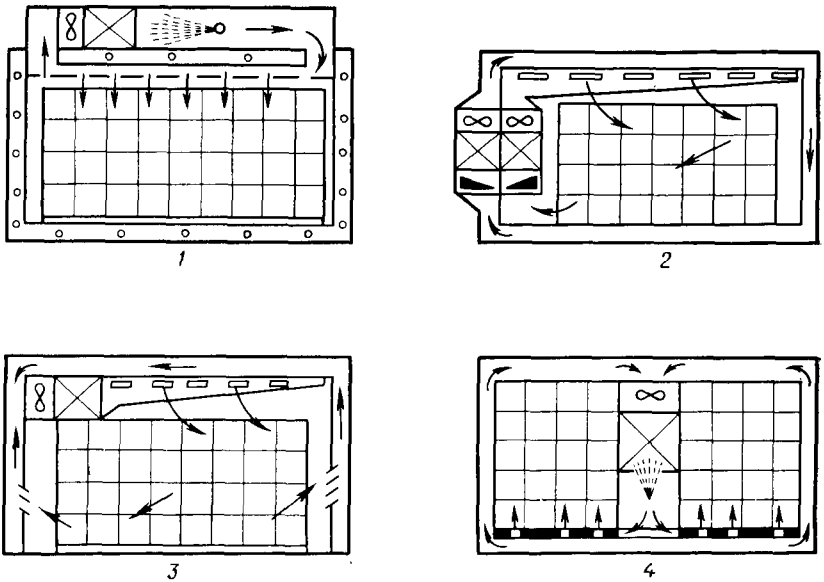


Рис. VII.15. Схемы улучшенных охлаждающих систем фруктоовощехранилищ: 1 — система охлаждения с адиабатной оболочкой и перфорированным потолком; 2 — система с одноканальной теплозащитной рубашкой; 3 — система с одноканальной подачей отработавшего воздуха в зарубашечное пространство; 4 — система с активным вентилированием штабелей.

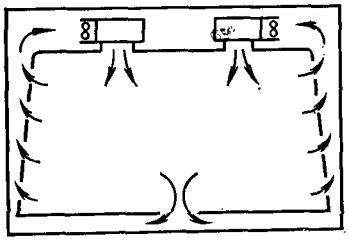


Рис. VII.16. Воздушно-экранная система охлаждения для хранения фруктов.

Использование системы активного вентилирования позволяет увеличить загрузку камер и осуществить быстрое доохлаждение грузов, насыпных или штабелированных в таре.

Недостатки охлаждающих систем, применяемых во фруктоовощехранилищах, можно частично исправить путем их реконструкции. Наиболее предпочтительными можно считать системы, принципиальные схемы которых показаны на рис. VII.15 и VII.16. Для уменьшения процессов дыхания и микробиологического повреждения сырья проводят следующие мероприятия: применение бактерицидной обработки воздуха, регулирование газовой среды или осуществление хранения сырья в полимерных контейнерах со специальными полупроницаемыми селективными вставками, которые позволяют поддерживать газовый состав внутри контейнера с пониженным содержанием кислорода.

Глава VIII

ПРОЦЕССЫ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА ПРИ ХОЛОДИЛЬНОЙ ОБРАБОТКЕ И ХРАНЕНИИ ПРОДУКТОВ

УСЛОВИЯ ХРАНЕНИЯ, ОХЛАЖДЕНИЯ И ЗАМОРАЖИВАНИЯ ПРОДУКТОВ

По назначению холодильное хранение принципиально отличается от холодильной обработки.

Цель холодильной обработки — изменение состояния продукта по температуре как главному параметру холодильной технологии. Но это главное изменение сопровождается усушкой, биохимическими и многими другими изменениями, тесно связанными с температурой. При холодильной обработке от продукта отводится теплота.

Задача холодильного хранения — замедлить изменения именно тех процессов (усушка, окисление), которые ухудшают качество продуктов, а для этого наряду с другими факторами требуется поддержание постоянной температуры продукта. Усушка пищевых продуктов сопровождается испарением воды или сублимацией льда с их поверхности и пропорциональна количеству теплоты, воспринимаемой или отдаваемой продуктом. Количество влаги, усвоенной воздухом, зависит от его температуры и относительной влажности. С понижением температуры абсолютная влажность насыщения и количество влаги, переносимой единицей массы воздуха, уменьшаются.

Если хранимый продукт не имеет внутренних источников теплоты, то при идеальной теплоизоляции его можно было бы обеспечить стабильный температурный режим. На практике абсолютной теплоизоляции продукта достичь трудно, наблюдается колебание температуры окружающей среды, продукт вступает во взаимодействие с ней, что вызывает усушку продукта, окисление, старение и др.

Поэтому в некоторых случаях при хранении ставится задача не просто торможения изменений, а направленного их регулирования, например при созревании мяса. При такой постановке задачи выбирают технологию холодильной обработки, соответствующий режим хранения или специальной обработки, наиболее благоприятный для развития нужных изменений продукта, и хранение становится в сущности производственным процессом. Любой из известных методов быстрого охлаждения или замораживания не достигает цели максимального сохранения качества, поэтому в современной технологии применяют новые процессы обработки мяса, которые позволяют осуществить процессы созревания до холодильной обработки. Когда режимы холодильной обработки не влияют на качество продукта, то температуру и скорость движения воздуха определяют исходя из того, что продолжительность обработки и усушка пищевых продуктов должны быть минимальными, а также на основании технико-экономических расчетов. Относительная влажность воздуха при выборе режимов охлаждения или замораживания не учитывается, так как мало влияет на усушку продуктов. Режимы холодильного хранения в обычных камерах хранения *охлажденных грузов* характеризуются тремя параметрами, которые должны обеспечить сохранение качест-

ва продуктов. К ним относятся температура, относительная влажность и скорость движения воздуха.

Для специальных камер хранения эти характеристики дополняются параметрами, отражающими специфику обработки воздуха (например, бактерицидная обработка, регулирование состава газовой среды и др.). Температура хранения охлажденных грузов обычно составляет от +2 до —2° С. В процессе хранения при таких температурах продолжаются развитие микрофлоры и ферментативные процессы. При этом скорость протекания последних достаточно большая, что в совокупности с развитием микрофлоры ограничивает сроки хранения. Особенно быстро развиваются микроорганизмы при условии повышенной влажности. Поэтому многие неупакованные охлажденные продукты рекомендуют хранить при условиях ненасыщенности и подвижности воздуха, так как наличие застойных зон с повышенной относительной влажностью считается недопустимым.

При хранении замороженных продуктов поддерживают значительно более низкую температуру, чем при хранении охлажденных; при этом жизнедеятельность микрофлоры практически прекращается, а ферментативные процессы в замороженном мясе сильно затормаживаются. Поэтому индивидуальные особенности замороженных продуктов проявляются слабее, чем охлажденных, а режимы их хранения более разнообразны. Для замороженных продуктов в настоящее время намечается тенденция в применении различных химических стабилизаторов, замедляющих ферментативные процессы с целью удлинения сроков хранения, или герметичных упаковок, изолирующих продукт от воздействия кислорода воздуха. Но даже и в этих условиях основным регулируемым параметром остается температура продукта.

Выбор температурного режима хранения осуществляется в зависимости от длительности сохранения продуктов. В рекомендациях Международного института холода температура —12° С названа как допустимая, а температура —19° С и ниже — как рекомендуемая. С 1945 по 1960 гг. температура хранения снизилась практически от —18 до —25° С, это объясняется тем, что при снижении температуры хранения лучше сохраняются вкусовые качества продукта. Особенно важно понижение температуры хранения для продуктов, содержащих глицериды непредельных жирных кислот, существенно подверженные окислению и гидролизу. В первую очередь это относится к жирной рыбе, которую хранят при температурах до —35° С. В камерах с воздушным охлаждением теплопритоки, проникающие через наружные ограждения, не перехватываются приборами охлаждения посредством лучистого теплообмена, что и вызывает увеличение усушки. Поэтому в таких камерах часто рекомендуют снижать температуру хранения до —30° С. В этом случае воздух в камере уменьшает перенос влаги от продукта к приборам охлаждения. При этом усушка продуктов может быть такой, как и при батарейном охлаждении, но при температуре хранения —18÷ —20° С затраты энергии на работу холодильной машины значительно возрастают, что не всегда приемлемо, так как при этом увеличивается энергоемкость холодильников.

Вместе с тем хранение продуктов в камерах при батарейном охлаждении с естественной конвекцией воздуха также имеет недостатки. Относительная влажность воздуха в камерах хранения мороженых продуктов, если нет специальных устройств, не регулируется искусственно, а самопроизвольно устанавливается обычно на уровне от 95 до 100% в зависимости от условий, складывающихся в камере, в результате взаимодействия процессов тепло-массообмена между продуктом и охлаждающими приборами. Для каждой системы охлаждения при полностью загруженных камерах хранения незатаренными грузами устанавливается только ей свойственная и определенная относительная влажность [12].

Общие принципы подхода к выбору режимов хранения охлажденных и замороженных продуктов, а также холодильных сооружений и их охлаждающих систем, которые обеспечивают уменьшение усушки продуктов, сформулировали Г. Б. Чижов и С. Г. Чуклин.

Первым общим принципом, одинаковым для хранения охлажденных и замороженных продуктов, следует считать устойчивое, возможно более строгое постоянство и равномерность температуры, скорости и относительной влажности воздуха. Если меняются какие-либо внешние условия, воздействующие на эти параметры в камере, то их необходимо компенсировать таким образом, чтобы режим в камере не нарушался. Так как полностью этого достигнуть не удается, то ограничиваются стремлением к минимальным отклонениям от заданного режима по объему камеры и по времени. Наиболее полно этого можно добиться при использовании теплоизоляции, достаточной по толщине, и эффективного автоматического регулирования температуры воздуха в камере.

Второй общий принцип тесно связан с первым и заключается в сокращении внешних и внутренних теплопритоков в камеры хранения. Внешний теплоприток обусловлен главным образом теплопроводностью через наружные стены, перекрытия, полы, конвекцией (около 60%) и излучением (около 40%). Величина внешних теплопритоков непостоянна во времени и непосредственно зависит от температуры окружающего воздуха. Теплопритоки могут быть сокращены при использовании надежной теплоизоляции ограждений камеры, применении специальных устройств теплоограждающей конструкции (теплозащитной рубашки, динамической изоляции) или конструкции охлаждающей системы, систем воздухораспределения, обеспечивающих перехват внешних теплопритоков движущимся воздухом (на пути от продукта к воздухоохладителю).

Внутренние теплопритоки обусловлены внесением теплого груза, открыванием дверей, работой электродвигателей, освещением и другими причинами подобного рода, и по своей величине могут быть соизмеримы с внешними. Они также вызывают усушку пищевых продуктов, так как повышают теплопритоки к грузу, приводят к изменению равновесной температуры и относительной влажности воздуха.

Для низкотемпературных камер хранения с воздушным охлаждением часто рекомендуют значительно понижать температуру воздуха,

например до —30° С, для уменьшения усушки. Однако к этим мерам необходимо прибегать в тех случаях, когда невозможно одновременно применить способы перехвата внешних теплопритоков и увлажнение воздуха в камерах. Эти способы необходимо рассматривать в комплексе и для конкретных условий работы камер. Их выбор осуществляют на основании технико-экономических расчетов с учетом усушки продуктов и расхода электроэнергии.

Перехват внешних теплопритоков воздухом на пути его движения от продукта к воздухоохладителю в сочетании с увлажнением воздуха уменьшает потенциалы переноса массы, вызываемые тепловым потоком и разностью парциальных давлений водяных паров у продукта и в воздухе. Увлажнение воздуха не приводит к значительному росту инея на охлаждаемой поверхности батарей, так как разности парциальных давлений водяных паров в воздухе камеры и у поверхности охлаждения незначительно изменяются при небольшом изменении $\varphi_к$ (от 92 до 100%).

РАВНОВЕСНАЯ ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА В КАМЕРАХ

Расчеты процессов тепло- и массообмена сводятся к определению равновесных значений температуры $t_к$ и относительной влажности воздуха $\varphi_к$, а также величины потерь хранимых продуктов от усушки. Под $t_к$ и $\varphi_к$ понимают равновесное состояние этих параметров, которое устанавливается при равенстве источников и стоков теплоты и влаги в камере холодильника. Обычно их считают по балансовым уравнениям теплоты и влаги, составленным для конкретно рассматриваемых случаев. При этом оговаривают, что всякое нарушение стационарности приводит к соответствующим изменениям величин в уравнениях теплового и влажностного баланса и к последующему установлению равновесия в новых условиях. Схема теплопередачи в камере хранения показана на рис. VIII.1.

При постоянных температурах наружного воздуха и хладагента, циркулирующего в батареях, при неизменных условиях теплоотдачи со стороны воздуха и хладагента, а также при постоянных внутренних источниках теплоты в камере устанавливается постоянная «равновесная» температура. Такое тепловое равновесие между внешними теплопритоками, поступающими в камеру, и теплопритоками, воспринимаемыми батареями камеры, приводит к постоянству равновесной температуры только в том случае, если на поверхности батарей не выделяется иней. Для камер хранения с неупакованными грузами это условие обычно не соблюдается, поэтому расчет-

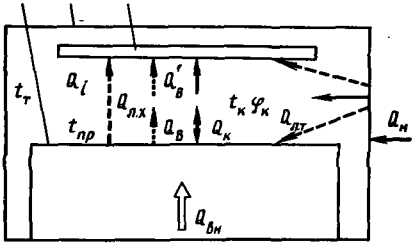


Рис. VIII.1. Принципиальная схема распределения тепловых потоков в камере хранения:

1 — продукт; *2* — внутренняя поверхность ограждений камеры; *3* — охлаждающий прибор.

ное значение $t_р$ оказывается заниженным в сравнении с опытным значением. Воздух камеры непрерывно переносит влагу от продукта к приборам охлаждения. По мере осаждения инея условия теплообмена и влагообмена между воздухом и батареей изменяются и приводят к непрерывному изменению равновесной температуры камеры.

Внешние теплопритоки в камеру

$$Q_н = k_к F_к (t_н - t_к),$$

где $k_к$ — коэффициент теплопередачи наружного ограждения камеры; $F_к$ — площадь наружной поверхности камеры, м²; $t_н$ — температура наружного воздуха, °С; $t_к$ — температура воздуха камеры, °С.

Общее количество теплоты, отводимой приборами охлаждения,

$$Q_б = Q_в + \sum Q_i = k_к F_к (t_н - t_к) + \sum Q_i, \qquad (VIII.1)$$

где ΣQ_i — количество теплоты, выделяемой в камере внутренними источниками тепла, Вт.

С другой стороны

$$Q_б = (t_к - \Theta_i)(\alpha_б \xi_б + \alpha_{л.х}) F_б = (t_к - \Theta_i) \alpha_{б.пр} F_б, \qquad (VIII.2)$$

где $\xi_б$ — коэффициент влаговыпадения.

$$\xi_б = 1 + \left(d_к - d_б''\right)(r_0 - \iota_w)/(t_к - \Theta_i)\, c_p',$$

$$\alpha_{б.пр} = \alpha_б \xi_б + \alpha_{л.х}$$

Здесь $\alpha_б$ — конвективный коэффициент теплоотдачи от воздуха к приборам охлаждения, Вт/(м²·К); $\alpha_{л.х}$ — коэффициент теплоотдачи излучением от поверхности продукта к холодным ограждениям, Вт/(м²·К); Θ_i — температура поверхности инея со стороны воздуха К; $d_к$ — влагосодержание воздуха камеры, кг/кг; $d_б''$ — влагосодержание насыщенного воздуха при температуре поверхности инея охлаждающих приборов, кг/кг; r_0 — теплота сублимации, кДж/кг; ι_w — эйтальпия льда, равная $0{,}5\Theta_i$, кДж/кг; $c_р'$ — теплоемкость влажного воздуха, камеры, кДж/(кг·К); $F_б$ — площадь поверхности приборов охлаждения, м².

Приравняв правые части выражений (VIII.1) и (VIII.2) и решая их относительно $t_к$, получим искомое выражение, определяющее значение равновесной температуры воздуха камеры в следующем виде

$$t_к = (k_к F_к t_н + \sum Q_i + \alpha_{б.п}\ \Theta_i F_б)/(k_к F_к + \alpha_{б.пр} F_б). \qquad (VIII.3)$$

Здесь Θ_i, $\alpha_{б.\,пр}$, а также $t_к$ — величины, изменяющиеся в процессе осаждения инея.

Для каждого значения толщины инея $\delta_{ин}$ на поверхности батареи можно определить соответствующие ему значения Θ_i, $\alpha_{б.\,пр}$ и равновесной температуры камеры $t_к$. Если толщина слоя инея неизвестна, а задано время τ_i осаждения на трубах батареи, то предварительно толщину слоя инея находят из формулы динамики осаждения инея (см. формулу VIII.15).

Задаваясь различными значениями τ_i, получим зависимость изменения равновесной температуры от времени.

Выражение (VIII.3) является зависимостью, определяющей изменение равновесной температуры камеры от условий теплообмена с внешней средой и приборами охлаждения камеры при стационарных температурных условиях.

РАВНОВЕСНАЯ ОТНОСИТЕЛЬНАЯ ВЛАЖНОСТЬ ВОЗДУХА

Ниже описан метод расчета относительной влажности воздуха в камере хранения, основанный на решении балансовых уравнений тепловых потоков, выделенных в камере хранения незатаренных грузов.

С этой целью рассматривается квазистационарный процесс теплообмена (см. рис. VIII.1), при котором в камере устанавливаются равновесная температура $t_к$ и равновесная относительная влажность воздуха $\varphi_к$. К продукту подводится от воздуха теплота конвективным путем $Q_к$, а от ограждающих поверхностей площадью $F_{вн}$ с температурой $t_т$, превышающей температуру продукта, — лучистым путем $Q_{л.т}$. Теплота продукта отводится за счет сублимации влаги из него и излучением $Q_{л.х}$ — поверхностью приборов охлаждения площадью $F_б$, температура Θ_i которых ниже температуры продукта.

Для продукта тепловой баланс описывается системой уравнений

$$\left.\begin{aligned}
&Q_к + Q_{вл} + Q_{л.т} + Q_{л.х} + Q_{вн} = 0,\\
&Q_к = -\alpha_{пр} F_{пр} (t_к - t_{пр}),\\
&Q_{вл} = \alpha_{пр} F_{пр} \left(d''_{пр} - \varphi d''_к \right) (r_0 - i_w)_{пр} / c_{пр} b,\\
&Q_{л.т} = -\varepsilon_т \varepsilon_{пр} \psi_т c_0 \left(T_т^4 - T_{пр}^4 \right) F_{пр},\\
&Q_{л.х} = \varepsilon_{пр} \varepsilon_х \psi_х c_0 \left(T_{пр}^4 - T_{\Theta_i}^4 \right) F_{пр},\\
&Q_{вн} = -(G c_w / \tau)(t_н - t_{пр}),
\end{aligned}\right\} \qquad \text{(VIII.4)}$$

где $\alpha_{пр}$ — конвективный коэффициент теплоотдачи от поверхности продукта $F_{пр}$, Вт/(м²·К); $F_{пр}$ — площадь поверхности продукта, участвующая в тепло- и массообмене, м²; $d''_{пр}$, $d''_к$ — влагосодержание насыщенного воздуха соответственно при температуре продукта и воздуха камеры, кг/кг; $(r_0 - i_w)_{пр}$ — теплота сублимации льда при температуре продукта, кДж/кг; r_0 — теплота сублимации, кДж/кг; i_w — энтальпия льда, кДж/кг; $c_{пр}$ — удельная теплоемкость влажного воздуха при температуре продукта, кДж/(кг·К); $b = \beta_л / \beta_{пр}$ — безразмерный коэффициент, учитывающий неравенство коэффициентов испарения продукта $\beta_{пр}$ и льда $\beta_л$. Значение b для мороженого мяса можно вычислить по данным Д. Г. Рютова; $\varepsilon_{пр}$, $\varepsilon_т$, $\varepsilon_х$ — степени черноты соответственно продукта, «теплых» и «холодных» поверхностей; $\psi_т$, $\psi_х$ — коэффициенты облученности штабеля «теплыми» и «холодными» поверхностями, отнесенные к $F_{пр}$; $c_0 = 5{,}67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴) — постоянная Стефана—Больцмана; G — масса хранимого продукта, кг; c_w — удельная теплоемкость продукта при температуре $t_н$, кДж/(кг·К); $t_н$ — начальная температура поверхности продукта либо его температура в предшествующем расчетном периоде хранения.

Относительную влажность воздуха можно определить, приравняв теплоту сублимации влаги, отводимую с поверхности продукта $Q_{вл}$,

с учетом посторонних влаговыделений W теплоте десублимации $Q'_{вл}$, воспринимаемой поверхностью приборов охлаждения.

$$Q_{вл} + W(r_0 - i_w)_б = Q'_{вл}, \qquad \text{(VIII.5)}$$

$$Q'_{вл} = \alpha_б F_б \left(\varphi d''_к - d''_б\right)[(r_0 - i_w)_б / c_б]. \qquad \text{(VIII.6)}$$

Уравнение (VIII.6) предполагает справедливость соотношения Льюиса при образовании инея на поверхности приборов охлаждения.

Решая совместно третье уравнение (VIII.4), (VIII.5), (VIII.6), получаем выражение для равновесной относительной влажности воздуха камеры

$$\varphi_к = \frac{\alpha_{пр} d''_{пр} + \alpha_б d''_б f + B}{d''_к (\alpha_{пр} + \alpha_б f)}, \qquad \text{(VIII.7)}$$

где

$$f = (r_0 - i_w)_б c_{пр} F_б b / (r_0 - i_w)_{пр} c_б F_{пр} \approx F_б b / F_{пр},$$

$$B = W c_б f / F_б.$$

Этот подход к расчету $\varphi_к$ дает приближенное значение, так как ее значение является производной от усушки продукта; с этой точки зрения большему значению усушки продукта будет соответствовать большее значение относительной влажности. Более точное равновесное значение $\varphi_к$ можно найти при известной величине усушки продукта.

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КАМЕР ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Тепловой баланс камеры можно записать в следующем виде (см. рис. VIII.2, *а*, *б*):

$$Q_н + Q_{вн} \pm Q_{пр} + Q_{экс} - Q_0 = 0, \qquad \text{(VIII.8)}$$

где $Q_н$ — тепловой поток через наружные ограждения, Вт; $Q_{вн}$ — тепловой поток, вносимый в камеру вентилирующим воздухом, Вт; $Q_{пр}$ — тепловой поток, отводимый от продукта при его холодильной обработке, Вт; $Q_{экс}$ — тепловой поток, возникающий в результате эксплуатации камер, Вт; Q_0 — тепловой поток, воспринимаемый приборами охлаждения, Вт.

Тепловой баланс груза в камере можно записать в следующем виде:

для камер хранения

$$-Q_{л.х} + Q_к - Q_{вл} + Q_{л.т} - Q_{пр} = 0; \qquad \text{(VIII.9)}$$

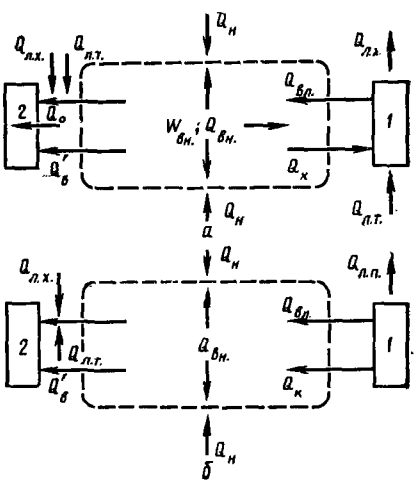


Рис. VIII.2. Схема тепловых потоков:

а — для камеры хранения; *б* — для камер холодильной обработки; *1* — продукт; *2* — приборы охлаждения.

для камер холодильной обработки

$$Q_{пр} - Q_к - Q_в - Q_{л.х} = 0. \quad \text{(VIII.10)}$$

Составляющие теплового баланса зависят друг от друга, самоустанавливаются в соответствии с условиями отвода теплоты, в зависимости от количества теплоты, проникающей в камеру и непосредственно воспринимаемой продуктом. Главная задача при составлении теплового баланса — установить взаимосвязь между составляющими теплового потока камеры и усушкой пищевых продуктов ΔG с тем, чтобы активно влиять и направленно изменять усушку для обеспечения требуемых условий холодильной технологии.

МЕТОДЫ РАСЧЕТА УСУШКИ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ В КАМЕРАХ ХРАНЕНИЯ

Расчет усушки пищевых продуктов проводят следующими методами: по массе влаги, испаряющейся или сублимирующейся с поверхности продукта в воздух; по балансу масс испаряющейся или сублимирующейся влаги с поверхности продуктов и конденсирующейся (десублимирующейся) на поверхности приборов охлаждения; по массе инея, образующегося на поверхности приборов; по тепловлажностному отношению (см. с. 162), характеризующему процессы изменения состояния воздуха в штабеле груза, камере или у поверхности приборов охлаждения.

Первые два метода расчета величины усушки, основанные на определении количества влаги, отданной продуктом, либо отданной продуктом и воспринимаемой приборами охлаждения, базируются на законе психрометрического испарения или сублимации влаги с поверхности продукта, поэтому их можно объединить. Основоположником этого метода является Д. Г. Рютов, в дальнейшем его развивали и анализировали Е. С. Курылев, Г. Б. Чижов, В. А. Верещагин, Г. К. Мнацаканов и др.

Третий метод расчета, основанный на определении динамики осаждения инея у охлаждаемой поверхности, разработан С. Г. Чуклиным, дальнейшее развитие метод получил в работе А. А. Гоголина при рассмотрении характеристики осушающей способности воздухоохладителей, работающих в режиме «механического осушителя».

Четвертый метод расчета усушки продуктом основан на использовании тепловлажностного отношения $\varepsilon = Q/W$, характеризующего связь между процессами переноса теплоты Q и влаги W в камерах. Он включает в себя несколько методов, в том числе метод В. З. Жадана, который постулировал закон $\varphi = \text{const}$ для состояния воздуха внутри штабеля и на этой основе предложил метод расчета усушки для процессов охлаждения, замораживания и хранения. Г. К. Мнацаканов, С. Н. Роговая, Н. И. Чумак, также использовали тепловлажностное отношение для описания процессов изменения состояния воздуха в камере, у поверхности продукта и приборов охлаждения для расчета процессов массообмена при холодильной обработке и хранении.

Наличие четырех методов расчета усушки говорит о сложности физических процессов массопереноса, возникающего в камерах холодильников между продуктом, воздухом и приборами охлаждения под воздействием теплоты, поступающей через наружные ограждения, и теплоты, выделяемой внутренними источниками. Поэтому в каждом из этих методов приняты определенные допущения, которые так или иначе искажают физическую модель массопереноса, загрубляют ее. Так, в работах Д. Г. Рютова, Е. С. Курылева, Г. Б. Чижова, В. А. Верещагина принято допущение, что с поверхности продукта происходит адиабатное испарение влаги. Это сделано для того, чтобы можно было воспользоваться психрометрической теорией для определения температуры поверхности, по которой в последующем находят парциальное давление водяного пара у поверхности продукта, входящей в формулу Дальтона

$$\Delta G = \beta F_{\text{пр}} \left(p''_{\text{пр}} - p''_{\text{к}} \varphi \right).$$

В работе Г. Н. Мнацаканова и других учтено, что в результате одновременного взаимного действия различных видов теплообмена между продуктом, воздухом и приборами охлаждения (см. систему уравнения VIII.4) температура продукта может быть больше, равна или меньше температуры мокрого термометра и ее значение может лежать на пограничной кривой насыщения $\varphi = 1$ в d — I-диаграмме внутри треугольника, образованного касательными, проведенными из точки, характеризующей состояние воздуха в камере к пограничной кривой $\varphi = 1$. На основе этого ими был дан метод расчета усушки и равновесной влажности.

Метод С. Г. Чуклина также имеет целый ряд допущений, которые сводятся к усреднению величин, измененных за рассматриваемый промежуток времени: температуры поверности инея Θ_i, его плотности $\rho_{\text{ин}}$ и коэффициента влаговыпадения ξ_i, однако это достаточно корректное допущение в физической модели процесса выпадения инея. Кроме того, в сравнении с предыдущим методом в нем не применяются трудновычисляемые значения коэффициента испарения β и площади поверхности продуктов $F_{\text{пр}}$, но в расчет входят величины, характеризующие взаимосвязь процесса тепло- и массопереноса между воздухом и приборами охлаждения, что позволяет проводить прогноз усушки продуктов для вновь проектируемых камер и определять ее величину для эксплуатируемых камер по известным характеристике охлаждающей системы и режиму эксплуатации. Причем этот метод также пригоден для расчета усушки при охлаждении и замораживании пищевых продуктов. Метод расчета усушки по тепловлажностному отношению наиболее удобен для практических расчетов, так как для расчета потерь продукта достаточно определить величину общего теплового потока и значение коэффициента, характеризующего изменение состояния воздуха в процессе тепло- и массообмена. В этом методе основными допущениями являются следующие: усушка в начале и конце процесса протекает с одинаковой скоростью и угловой коэффициент можно рассчитать заранее в зависимости от параметров процесса.

Метод В. З. Жадана относится к процессам изменения состояния воздуха в штабеле и косвенно учитывает влияние системы охлаждения на усушку продуктов при хранении, охлаждении и замораживании, но не позволяет в явном виде раскрыть взаимосвязь между усушкой и режимом работы охлаждающей системы.

Метод Н. И. Чумак, Г. К. Мнацаканова и С. Н. Роговой также имеет ряд допущений, а именно: безразмерный угловой коэффициент процесса относительно выражает характер протекания процесса; каждому виду холодильной обработки или хранения соответствует строго определенное и неизменяющееся его значение. Этот метод удобен тем, что можно вести расчет усушки, относя процессы к поверхности приборов охлаждения или к поверхности продуктов либо по изменению состояния воздуха в камере.

Перечисленные методы расчета в своем развитии дополняли друг друга, однако первые три метода позволили сформулировать современное представление о процессах переноса тепловых массовых потоков в зависимости от способов отвода теплоты охлаждающими приборами из камер холодильников и определить главные причины, вызывающие усушку. Прежде чем перейти к анализу зависимости усушки от внешних и внутренних (по отношению к камере) параметров среды, а также влияния на усушку систем охлаждения, отводящих теплоту из камеры, необходимо изложить теоретические основы этих методов. Учитывая, что метод расчета усушки, основанный на психрометрической теории, подробно изложен в специальной литературе, рассматривать его не будем.

Количество влаги ΔG, оседающей на поверхности батареи, определяет усушку продуктов

$$\Delta G = (\alpha_{пр} + \alpha_{л.т})(t_к - t_{пр}) F_{пр} \frac{1}{r_0} \qquad \text{(VIII.11)}$$

$$\Delta G = \frac{\alpha_б (t_к - \theta_i) F_б}{r_0} \left(\frac{d_к - d''_б}{t_к - \theta_i} \frac{r_0 - i_w}{c'_p} \right) =$$

$$= \frac{F_б \alpha_б (r_0 - i_w) \left(d''_к \frac{\varphi_к}{100} - d''_б \right)}{r_0 - c'_p}, \qquad \text{(VIII.12)}$$

где $\varphi_к$ — равновесная относительная влажность, %.

$$\varphi_к = [(100 + z d''_б)\ 100] / (z d''_к + 100), \qquad \text{(VIII.13)}$$

где z — дополнительно введенный параметр.

$$z = \frac{5200 r_x L \alpha_б (r_0 - i_w)}{(\alpha_{пр} + \alpha_{л.т}) F_{пр} c'_p (26{,}6 + t_к)},$$

где r_x — наружный радиус цилиндрической поверхности инея, оседаемого на трубах батарей, соответствующий моменту времени τ_i, м; L — длина батарей, м.

Выражения (VIII.11) и (VIII.12) показывают влияние условий теплообмена в камере на усушку хранимых продуктов. Расчет усушки с помощью зависимостей (VIII.11) и (VIII.12) вызывает практические затруднения в определении $d_б^{'}$, $\alpha_б$. Чтобы получить формулу, удобную для практических расчетов, рассмотрим процесс осаждения инея на трубах батарей.

Для любого момента времени τ_i и соответствующего ему значения толщины слоя инея $\delta_{ин\ i} = r_x - r_a$, осевшего на поверхности труб батарей, можно записать следующее дифференциальное уравнение теплопередачи батареи

$$(t_к - \theta_i)(\alpha_б + \alpha_{л.х})\, 2\pi r_x d\tau_i + \rho_{ин} 2\pi r_x dr_x = \frac{2\pi(\theta_i - t_2)\, d\tau_i}{\frac{1}{\lambda_{ин}} \ln\frac{r_x}{r_a} + \frac{1}{\lambda_м} \ln\frac{r_a}{r_i} + \frac{1}{\alpha_2 r_i}}, \qquad \text{(VIII.14)}$$

где t_2 — температура хладагента, циркулирующего в батареях, °С; r_a — наружный радиус трубы батареи, м; $\lambda_{ин}$ — теплопроводность инея, Вт/(м·К); $\lambda_м$ — теплопроводность металла, (Вт/(м·К); $\rho_{ин}$ — удельная скрытая теплота образования инея, отнесенная к 1 м³ его объема; $\rho_{ин} = 2828{,}25\ \gamma_{ин}$, кДж/м³; $\gamma_{ин}$ — удельная масса инея, кг/м³.

Далее определяем значение переменной температуры Θ_i наружной поверхности инея, для чего составляем дополнительное равенство

$$(t_к - \theta_i)(\alpha_б \xi_б + \alpha_{л.х})\ 2\pi r_x = \frac{2\pi(\theta_i - t_2)}{\frac{1}{\lambda_{ин}} \ln\frac{r_x}{r_a} + \frac{1}{\lambda_м} \ln\frac{r_a}{r_i} + \frac{1}{\alpha_2 r_i}}.$$

Решая уравнение относительно Θ_i и подставляя его значение в дифференциальное уравнение (VIII.14), после преобразований получим выражение, определяющее скорость осаждения инея $w_{ин.х}$ на поверхности труб батареи для момента времени τ_i, которому соответствует толщина осевшего инея $\delta_{ин\ i} = r_x - r_a$,

$$w_{ин.х} = \frac{dr_x}{d\tau} = \frac{(t_к - t_2)(\xi_б - 1)}{\rho_{ин}\left[\left(\xi_б + \frac{\alpha_{л.х}}{\alpha_б}\right) r_x \left(\frac{1}{\lambda_{ин}} \ln\frac{r_x}{r_a} + \frac{1}{\lambda_м} \ln\frac{r_a}{r_i} + \frac{1}{\alpha_2 r_i}\right) + \frac{1}{\alpha_б}\right]}.$$

Интенсивность осаждения инея на поверхности труб батареи в момент времени τ_i находим из следующего выражения:

$$\Delta G_i = w_{ин.х}\, \gamma_{ин} F_б = \frac{(t_к - t_2)(\xi_б - 1)\, 2\pi L \rho_{ин}}{\rho_{ин}\left[\left(\xi_б + \frac{\alpha_{л.х}}{\alpha_б}\right)\left(\frac{1}{\lambda_{ин}} \ln\frac{r_x}{r_a} + \frac{1}{\lambda_м} \ln\frac{r_a}{r_i} + \frac{1}{\alpha_2 r_i}\right) + \frac{1}{\alpha_б r_x}\right]}. \qquad \text{(VIII.15)}$$

Здесь и выше предполагается, что толщина слоя инея, осевшего на трубах батареи $\delta_{ин.}$, задана. В более общем случае, когда ее зна-

чение неизвестно, необходимо определить все величины, изменяющиеся со временем в процессе осаждения инея, а именно: температуру $t_к$ и относительную влажность воздуха камеры $\varphi_к$, усушку продуктов ΔG, толщину инея, осевшего на трубах $\delta_{ин\,i}$, температуру наружной поверхности инея Θ_i и коэффициент влаговыпадения $\xi_б$.

Метод расчета искомых величин сводится к следующему.

Сначала задаемся значениями толщины инея $\delta_{ин\,i}$. Из выражения (VIII.3) находим $t_к$, из выражения (VIII.7) определяем $\varphi_к$, а из выражения (VIII.15) ΔG. При этом для каждого из выбранных значений $\delta_{ин\,i}$ предварительно задаемся значениями Θ_i и $\xi_б$, а затем проверяем их значения при вычисленных $t_к$ и $\varphi_к$. Если расхождения между предварительно принятыми и вычисленными значениями Θ_i и $\xi_б$ окажутся незначительными, то расчеты $t_к$ и $\varphi_к$ проведены верно. Если расхождения значительны, расчеты следует повторить, принимая вычисленные значения Θ_i и $\xi_б$. При этом можно принять $\xi_б = \xi_{ср}$. Эти величины приближенно определяют для одного из выбранных выше значений $\delta_{ин\,i}$, так как значение коэффициента влаговыпадения в условиях эксплуатации камеры со временем изменяется сравнительно мало.

Полученная усушка относится ко всему хранимому грузу

$$g = \Delta G \cdot 24\tau/E_2 \cdot 100 = g_п E_1/E_2. \qquad \text{(VIII.16)}$$

Удельная усушка (в %), отнесенная к 1 т мяса, будет зависеть от загруженности E_2.

Паспортная вместимость камеры

$$g_п = [\Delta G \cdot 24\tau/(E_1 \cdot 1000)] \cdot 100,$$

где E_1 — количество мяса, хранимого в камере, т.

Предлагаемая методика может быть использована для двух случаев: при проектировании холодильников, когда необходимо определить эксплуатационные характеристики камеры и потери продукта от усушки, и в процессе эксплуатации. В первом случае значения температуры воздуха в камере (либо температуры хладагента), его относительной влажности неизвестны и подлежат предварительному расчету, а во втором известны температура воздуха камеры, его относительная влажность, температура хладагента, толщина слоя и температура инея, количество и температура продуктов, поступающих на хранение, продолжительность и характер грузовых операций.

МЕТОДЫ РАСЧЕТА УСУШКИ ПРОДУКТОВ, ОСНОВАННЫЕ НА ИСПОЛЬЗОВАНИИ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОГО ОТНОШЕНИЯ

Тепловлажностное отношение $\varepsilon = Q/W$ является обобщенной характеристикой процессов, протекающих в камере, по которой можно определить усушку пищевых продуктов. Его можно записать для изменения состояния воздуха в воздухоохладителе, у батареи, у поверхности продукта в камере или внутри штабеля.

Изменение состояния воздуха в диаграмме $d—I$ для случая $t_{пр} > t_к$ иллюстрируется рис. VIII.3.

Для каждого из указанных процессов изменения состояния воздуха необходимо определить луч процесса в $d—I$—диаграмме с помощью тепловлажностного отношения ε или коэффициента влаговыпадения ξ.

Взаимосвязь между ε и ξ записывается в следующем виде $\varepsilon \approx 600\xi/(\xi - 1)$ и $\xi \approx \varepsilon/(\varepsilon - 600)$.

Используя тепловлажностную характеристику процессов, можно установить взаимосвязь между методами расчетов, предложенных В. З. Жаданом, Г. И. Мнацакановым, Н. И. Чумак, С. Н. Роговой, А. А. Гоголиным.

Запишем выражение для определения усушки пищевых продуктов, выразив ΔG через количество инея, осевшего на приборах охлаждения. Если принять, что все влаговыделения поступают от неупакованного продукта, то

$$\Delta G = Q_0/\varepsilon_{1,2}. \qquad \text{(VIII.17)}$$

Если в уравнении (VIII.17) $\varepsilon_{1,2}$ выразить через ξ, то по известному уравнению А. А. Гоголина

$$\Delta G = \frac{Q_0}{[\xi_{1,2}(r - i_{w_0})/(\xi_{1,2} - 1)]} = \left[Q_0\left(1 - \frac{1}{\xi_{1,2}}\right)\right] \Big/ (r - i_w).$$

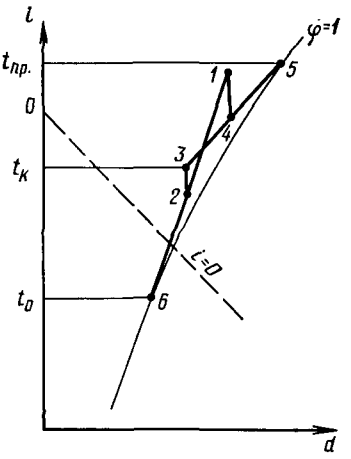


Рис. VIII. 3. Процессы тепло- и массообмена в камере хранения охлажденных грузов в $d—I$-диаграмме при условии $t_{пр} > t_к$:

1—2 — процесс изменения состояния воздуха в воздухоохладителе; *2—3* — подогрев воздуха от электродвигателя; *3—5* — процесс изменения состояния вентилируемого воздуха; *4—1* — изменение состояния воздуха при его подогреве теплопритоками от ограждений и эксплуатации камеры; *1—6* — охлаждение воздуха.

Согласно данным В. З. Жадана, при постоянной температуре воздуха в камере тепловлажностное отношение для внутриштабельного вентилирующего воздуха будет почти постоянной величиной

$$Q/W_1 = \varepsilon_t = \text{const},$$

где Q — теплопритоки к вентилирующему воздуху на пути от охлаждающих приборов до выхода из штабеля; W_1 — влаговыделения в вентилирующий воздух на том же участке и за тот же период времени.

Связь между ξ и ε_t находим из выражения

$$\xi = Q/(Q - Wr) = 1/(1 - r/\varepsilon_t).$$

Для температур $t_к$ от 0 до $+15°$ С

$$\varepsilon_t = (1525 - 35t_к)\,4{,}19 \cdot 10^3,$$

а для температур от 0 до $-25°$ С

$$\varepsilon_t = \left(1525 - 0{,}29t_к^3 - 80\,t\right)4{,}19 \cdot 10^3.$$

При анализе экспериментальных данных по динамике тепло- и массообмена в процессе холодильной обработки и хранения мяса, проведенном Н. И. Чумак, было замечено, что отношение тепловлажностных характеристик в начальный момент и усредненных за процесс — величина постоянная соответственно для определенного вида холодильной обработки и хранения. Это отношение назвали усредненной характеристикой процесса $\varepsilon_б$:

$$\varepsilon_б = \frac{Q_{max}/\Delta G_{max}}{Q_{ср}/\Delta G_{ср}} = \frac{\left(\frac{\alpha_к + \alpha_w}{\alpha_к}\right)_{max} \cdot \frac{r\mu_{нач}}{(\xi_{max} - 1)}}{\left(\frac{\alpha_к + \alpha_w}{\alpha_к}\right)_{ср} \cdot \frac{r\mu_{ср}}{(\xi_{ср} - 1)}}, \qquad \text{(VIII.18)}$$

где Q_{max}, $Q_{ср}$, ΔG_{max}, $\Delta G_{ср}$ — соответственно общий тепловой поток и величина усушки в начальный период и усредненные за процесс; $\alpha_к$ — коэффициент теплоотдачи; α_w — условный коэффициент теплоотдачи, равный $q'r/\Delta t$; q' — удельный массовый поток; ξ — коэффициент влаговыпадения $\xi = 1 + \frac{q'r}{\alpha_к \Delta t}$; μ — коэффициент сопротивления испарению, $\mu = \frac{\beta_w}{\beta_{пр}}$, определяемый соотношением коэффициентов испарения влаги с поверхности воды и с незащищенной поверхности мяса.

В процессе холодильной обработки мяса μ изменяется в достаточно широком диапазоне, причем в начальный период времени $\mu_{нач} = 1$, так как в этот момент условия испарения влаги с незащищенной поверхности мяса аналогичны условиям испарения с поверхности воды.

После преобразования выражения (VIII.18) $\varepsilon_б$ можно представить для процессов холодильной обработки следующим образом:

$$\varepsilon_б = \varepsilon_{нач}\mu_{нач}/\varepsilon_{ср}\mu_{ср}.$$

Принимая, что процесс хранения может рассматриваться как квазистационарный, а $\varepsilon_{нач} \cong \varepsilon_{ср}$, запишем для камер хранения

$$\varepsilon_б = 1/\mu_{ср} = \beta_{пр}/\beta_w.$$

На основании экспериментальных исследований были получены значения $\varepsilon_б$: для процессов охлаждения 0,9—1,0, замораживания 0,43 — 0,45, хранения мороженого мяса 0,8. Бóльшие числовые значения относятся к мясу нежирных сортов и молодняка, меньшие — к мясу жирных сортов.

Усушка продукта в процессах холодильной обработки и хранения может быть записана в следующем виде:

$$\Delta G = AQ\varepsilon_б/\xi_{ср}(r - t_w), \qquad \text{(VIII.19)}$$

где Q — общий тепловой поток; A — коэффициент, определяемый для процесса замораживания и последующего хранения выражением $\xi - 1$, для процесса охлаждения — соотношением $Q_{вл}/Q_к = 0{,}8$ [12].

Для холодильной обработки продуктов уравнение (VIII.19) можно записать в виде

$$\Delta G = Q\left(1 - \frac{1}{\xi_{max}}\right)\Delta t_{ср}\varepsilon_б/(r - i_w)\,\Delta t_{max}, \qquad \text{(VIII.20)}$$

где Δt_{max} и $\Delta t_{ср}$ — температурные напоры, соответственно $\Delta t_{max} = t^н_{пов} - t_к$; $\Delta t_{ср} = (t^н_{пов} + t^к_{пов})/2 - t_к$; $t^н_{пов}$ и $t^к_{пов}$ — начальная и конечная температура поверхности продукта, °С.

Последнее уравнение позволяет проанализировать влияние отдельных параметров (в частности, температуры воздуха в камере) на усушку, а также рассчитать усушку по термограммам процесса, полученным из условий эксперимента.

По зависимости (VIII.20) можно рассчитать усушку на основании данных, отнесенных как к поверхности приборов охлаждения, так и к массе продукта. В последнем случае Q будет выражать ту теплоту, которая отводится от продукта в процессе охлаждения или замораживания.

Для расчета усушки по зависимости (VIII.19) необходимо определять $\varepsilon_{ср}$ и $\mu_{ср}$. Значение $\mu_{нач}$ принимают равным 1. Значение $\mu_{ср}$ *определено экспериментально [14]: для случая охлаждения при* скорости движения воздуха v до 2 м/с $\mu_{ср} = 1{,}67$; при $v = 1{,}2$ м/с $\mu_{ср} = 2{,}04$.

Для однофазного замораживания $\mu_{ср} = 1/\beta_{пр} = 1{,}67$; для двухфазного замораживания $\mu_{ср} = 3{,}7$; для замораживания после предварительного замораживания $\mu_{ср} = 5$; для процесса предварительного замораживания при $v = 3{,}5$ м/с $\mu_{ср} = 1{,}6$.

ЗАВИСИМОСТЬ УСУШКИ ПРОДУКТОВ ОТ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА В КАМЕРАХ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Усушка хранимых продуктов находится в прямой зависимости от величины теплопритоков в камеры, но влияние их тем меньше, чем ниже температура хранения. Так, в камерах, охлаждаемых батареями, при $t_к = -10°$ С каждый ватт теплоты, проникающей в камеру, испаряет 0,3 г влаги, а при $t_к = -18°$ С — 0,17 г.

В четырехэтажном холодильнике вместимостью 1 тыс. т, расположенном в средней зоне, при обычном коэффициенте теплопередачи $K_{огр} = 0{,}4$ Вт/(м²·К) и $t_к = -9°$ С усушка за год составляет 25 т, или 2,5% [12]. При тех же условиях в южной зоне ΔG составляет 35 т (3,5%). В одноэтажном холодильнике такой же вместимости усушка за год будет соответственно 4,5% в средней и 6,5% — в южной зоне.

При понижении температуры воздуха камеры на каждые 10 градусов усушка замороженных продуктов сокращается приблизительно в 2,5 раза. Эта закономерность соблюдается вплоть до $t_к = -30°$ С.

Следует учесть, что усушку вызывают любые теплопритоки, поступающие к воздуху на пути к грузу, поэтому необходимо создавать такие условия эксплуатации, которые сводили бы к минимуму внутренние теплопритоки камер. Практика эксплуатации многих холо-

дильников показывает, что все внутренние теплопритоки нередко оказываются бо́льшими, чем теплопритоки через ограждения, и тогда никакая совершенная теплоизоляция наружных ограждений камер не обезопасит хранимые продукты от значительной усушки.

Оптимальная толщина изоляции с учетом эксплуатационных потерь от усушки продуктов при обычном батарейном охлаждении камер оказывается настолько большой, что ее выполнение практически не представляется возможным. В связи с этим Д. Г. Рютов, Ш. Н. Кабулашвили, И. С. Бадылькес пришли к выводу, что в южных районах СССР нецелесообразно добиваться «гашения» внешних теплопритоков за счет увеличения толщины изоляции. Они выдвинули идею внекамерного гашения внешних теплопритоков с помощью устройства так называемой теплозащитной воздушной рубашки. Для этой же цели С. Г. Чуклин предложил применять панельную систему, В. И. Огурцов — использовать ледяные экраны, устанавливаемые на пути теплопритоков в грузовой объем. Основное назначение последних не «гашение» внешних теплопритоков, а использование их для превращения конвективного и лучистого теплопритоков во влажный тепловой поток, который сопровождается сублимацией льда с поверхности экранов и увлажнением камерного воздуха.

Абсолютная усушка мало зависит от количества продукта в камере. Относительная же усушка продукта резко возрастает, когда количество его в камере уменьшается вследствие роста удельной плотности теплового потока на тонну хранимого груза.

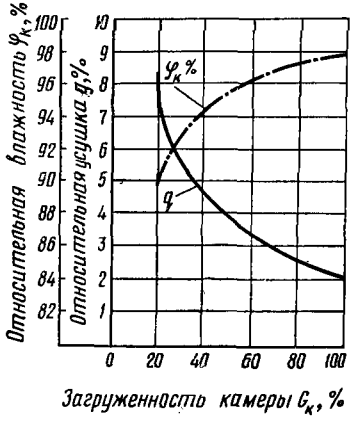


Рис. VIII. 4. Относительная усушка и относительная влажность воздуха при хранении мороженого мяса в зависимости от загруженности камеры.

Взаимосвязь между загруженностью камеры $G_к$, абсолютной и относительной усушкой, а также влияние $G_к$ на $\varphi_к$ (рис. VIII.4) можно проиллюстрировать для камеры вместимостью 260 т при $t_к = -10°$ С; при полной загрузке камеры относительная усушка q_1 за год составит около 2%, при загрузке на 0,6 $G_к$ усушка будет около 3,2%, при 0,4 $G_к$ $q_1 = 4{,}8\%$, хотя во всех трех сравниваемых вариантах загруженности камеры абсолютная усушка $G_п$ приблизительно равна 5 т в год.

На основании анализа условий тепло- и массообмена в камере по методу С. Г. Чуклина установлено, что конденсация влаги на поверхности охлаждающих приборов сравнительно мало зависит от относительной влажности воздуха. Коэффициент влаговыпадения незначительно зависит от относительной влажности воздуха при ее изменении от 0,9 до 1. По мере осаждения инея на трубах охлаждающих батарей (до сравнительно больших толщин $\delta_{ин} = 20$—30 мм) температура инея и равновесная температура камеры повышаются, но величина ξ изменяется незначительно.

С увеличением $\delta_{ин}$ при постоянной температуре кипения t_0, а также при постоянных $t_к$ и $\varphi_к$ темп роста инея не замедляется — толщина инея беспредельно растет почти по линейной зависимости, а это озна-

чает, что для реальных условий эксплуатации величина $\delta_{\text{ин max}}$ отсутствует.

Усушка хранимого продукта не зависит однозначно от влажности воздуха в камере; при одной и той же относительной влажности воздуха усушка может возрастать или убывать главным образом за счет изменения разности температур между воздухом камеры и поверхностью инея $(t_к - \Theta_i)$ и в меньшей степени зависит от изменения скорости движения воздуха.

Относительная влажность воздуха не может рассматриваться как параметр, определяющий усушку, а является производной величиной и устанавливается в зависимости от величины усушки.

Потенциал массопереноса в камере определяется разностью плотностей водяного пара в слое пограничного воздуха у поверхности продукта и батарей $(p''_{пр} - p''_б)$. В зависимости от соотношения потенциалов массопереноса, устанавливаемых между охлаждающей средой и массообменивающимися поверхностями, при одинаковом количестве масс воздуха и заданной температуре в камере устанавливается относительная влажность воздуха $\varphi_к$.

Парциальное давление водяного пара в воздухе камеры $p_к = p''_к\varphi_к$ зависит от многих факторов: от соотношения площадей поверхности испарения и конденсации $F_{пр}/F_0$, от количества теплоты, которое подводится к продукту $Q_к + Q_{л.т} - Q_{л.х}$, и количества теплоты, затрачиваемой на фазовые переходы воды или льда; от количества теплоты, проникающей в камеру через наружные ограждения; от количества влаги, вносимой в камеру извне; температуры камеры хранения и т. д.

При возникновении лучистого потока от теплых ограждений к продукту температура его в зависимости от плотности теплового потока может стремиться к $t_к$, а в некоторых случаях превышать ее, что увеличивает движущую силу массопереноса.

Наличие лучистого теплообмена между поверхностью продукта и холодной поверхностью батарей уменьшает усушку. Направление процессов тепло- и массообмена в камере хранения мороженых грузов показано на рис. VIII.2, *а*.

С ростом разности температур между воздухом камеры и поверхностью приборов охлаждения Δt увеличивается интенсивность конденсации влаги из воздуха на поверхности приборов охлаждения, а следовательно, и усушка продукта. Зависимость ΔG от Δt нелинейна, усушка увеличивается с возрастанием Δt между воздухом камеры и поверхностью приборов до 4—5° С, а дальнейшее возрастание Δt до 15° С практически не влияет на величину усушки. При Δt больше 15° С ΔG вновь увеличивается.

Повышенная усушка продуктов в камерах хранения с воздушным охлаждением в сравнении с батарейным вызывается не столько подвижностью воздуха, сколько передачей большего количества наружной теплоты от стен камеры к продукту лучистым и конвективным теплообменом и отсутствием составляющей лучистого теплообмена между продуктом и ограждающей конструкцией камеры.

Энергия движения воздуха в камере превращается в теплоту и создает дополнительный теплоприток, способствующий усушке. Поэтому применение воздушного охлаждения в камерах хранения мороженых неупакованных грузов должно внедряться совместно с мероприятиями, направленными на сокращение усушки хранимых мороженых продуктов. Это достигается путем понижения температуры в камерах до — 30° С; применения эффективного воздухораспределения, позволяющего воспринимать внешние теплопритоки от ограждений, перекрытий и пола с помощью воздуха, возвращающегося к воздухоохладителю, введения дополнительной влаги в воздух при подаче его в грузовой объем камеры. В последнем случае температуру воздуха в камере можно поддерживать равной — 20 — — 22° С. Анализ условий тепло- и массообмена между воздухом камеры и приборами охлаждения через разделяющую перегородку в виде ледяного экрана показал, что установка ледяных экранов в камерах с батарейной системой охлаждения эффективна только тогда, когда в продухе поддерживается температура на 1—1,5° С выше, чем в грузовом объеме.

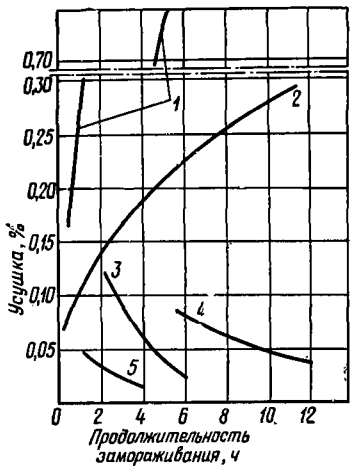


Рис. VIII.5. График зависимости величины усушки от продолжительности различных периодов замораживания говяжьих полутуш:

1 — первый период — до достижения температуры на поверхности бедра, равной криоскопической; *2* — второй период — от криоскопической температуры на поверхности бедра до —6°С; *3* — третий период — от температуры на поверхности бедра —6°С до криоскопической в центре бедра; *4* — четвертый период — от криоскопической температуры до температуры —2÷—2,5°С в центре бедра; *5* — пятый период — от температуры в центре бедра —2÷—2,5 до —8°С.

Установка экранов в грузовом объеме возле батареи заметно не уменьшает усушку. Если в продухе размещают батареи большей площади поверхности, то температура воздуха в продухе устанавливается ниже температуры воздуха в камере и экран в этом случае служит поверхностью, охлаждающей воздух камеры и увлажняющей воздух в продухе.

Усушка продукта при его охлаждении и замораживании почти не зависит от величины внешних теплопритоков и определяется количеством теплоты, отводимой от продукта, и скоростью процесса охлаждения или замораживания. Минимальной продолжительности холодильной обработки соответствуют минимальные потери от усушки [16]. Для уменьшения усушки пищевых продуктов важно создавать такие режимы, которые обеспечивали бы максимальную интенсивность теплообмена в начальный период холодильной обработки. В последующие периоды холодильной обработки следует создавать условия, при которых процесс отвода теплоты осуществляется по программе при изменении температуры, скорости движения воздуха.

Процессу массопереноса при охлаждении и замораживании не-

упакованных продуктов свойственны некоторые специфические особенности, связанные с теплофизическими свойствами и структурой продукта. Так, для мяса скорость испарения и количество испарившейся влаги в разные периоды процесса охлаждения изменяются в больших пределах. При холодильной обработке мясо теряет от 1,0 до 2,0% влаги, его поверхностный слой несколько обезвоживается и подсыхает, это вызывает миграцию влаги в мясе из прилегающих слоев к поверхности, а образовавшийся подсушенный слой, или пленка, называемая в практике «корочкой подсыхания», создает дополнительное сопротивление массообмену между мясом и воздухом камеры. По этим причинам скорость усушки мяса неодинакова в процессе холодильной обработки (рис. VIII.5).

Такая картина характерна для холодильных камер, в которых в конце цикла замораживания поддерживается большая скорость движения воздуха. В этом случае $t_{пр} = f(R, \tau) \to t_к$, а значение $Q_к$ уменьшается, тогда как значение $Q_{вл}$ остается постоянным. Для снижения усушки необходимо в начальный период интенсифицировать процесс охлаждения и замораживания, а в последующий период постепенно уменьшать скорость движения воздуха вплоть до наступления естественной конвекции. Это позволит провести охлаждение продукта при минимальной усушке.

ВЛИЯНИЕ УПАКОВКИ ПРОДУКТА НА УСУШКУ

На усушку пищевых продуктов решающее влияние оказывает упаковка. В зависимости от количества материала и способа упаковки различают внутреннюю и внешнюю усушку продукта. Когда применяют паронепроницаемые упаковочные материалы и создают условия для плотного прилегания ее к поверхности продукта, тогда полностью исключается усушка продуктов. В случае применения материалов с высокой паропроницаемостью наблюдается внешняя усушка, так как происходит проникновение водяных паров в окружающую среду. Если применяется паронепроницаемый упаковочный материал, но он не плотно прилегает к продукту, наблюдается внутренняя усушка в результате конденсации паров влаги на внутренней поверхности упаковочного материала. В зависимости от температуры хранения конденсат выпадает в виде капельной влаги или инея. Такая усушка характеризуется тем, что масса (брутто) упакованного продукта не изменяется.

При снижении температуры окружающей среды температура внутренней поверхности упаковочного материала на короткое время становится ниже температуры воздуха, заключенного в упаковке, поэтому при $\varphi = 100\%$ происходит выпадение влаги на упаковке. Если температура окружающей среды повышается, то процесс внутри упаковки протекает в обратном направлении.

При колебаниях температуры размеры кристаллов льда на поверхности продукта увеличиваются, их температура становится ниже температуры основной массы продукта и приближается к температуре

упаковки, что в свою очередь увеличивает сублимацию льда из продукта.

Интенсивность и направление массообмена внутри упаковок определяются условиями хранения. Абсолютные потери массы продукта в зависимости от продолжительности хранения определяются уровнем и стабильностью температуры в камерах хранения. Чем ниже и стабильней температура хранения, тем меньше потери массы замороженных продуктов, обусловленные внутренней усушкой.

Глава IX
СИСТЕМЫ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛИРОВАНИЯ И ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Для осуществления заданной холодильной технологии обработки пищевых продуктов животного и растительного происхождения очень важно поддерживать постоянными не только температуру и относительную влажность, но и газовый состав охлаждающей среды (воздуха) и ее скорость. Для этой цели применяют вентилирование помещений или устройств, где продукты хранятся или подвергаются холодильной обработке. Схема организации воздухораспределения в холодильной камере показана на рис. IX.1.

Системы вентилирования различают по условиям создания движения воздуха, они делятся на три группы: естественного вентилирования; механического общеобменного вентилирования; механического активного вентилирования.

Естественное вентилирование применяют для мелких фрукто-овощехранилищ, так как в случае использования этой системы при вентилировании помещений создается естественный и небольшой напор $\Delta p = 9{,}81\ H(\rho_1 - \rho_2)$, не превышающий по значению 2—3 мм водяного столба, из-за чего в грузовом объеме камер холодильников, и особенно в штабеле, наблюдается неравномерное температурное поле. В камерах средних и крупных холодильников часто применяют систему *механического общеобменного вентилирования*. Для больших холодильников фрукто- и овощехранилищ, где формируются значительные по размерам штабели, применяют *механическое активное вентилирование*, которое обеспечивает подачу воздуха непосредственно в штабель с грузами в количествах, необходимых для отвода заданного количества теплоты, выделяемой в процессе дыхания растительного сырья.

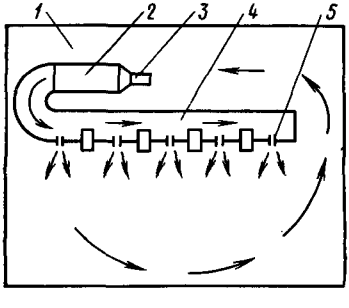


Рис. IX. 1. Схема организации воздухораспределения в холодильной камере:

1 — камера; *2* — воздухоохладитель; *3* — всасывающий патрубок; *4* — воздуховод; *5* — сопло.

Механическое общеобменное вентилирование в зависимости от устройств для распределения воздуха имеет следующие разновидности: бесканальное, одноканальное, двухканальное, эжектирующее. Под бесканальной системой понимают неорганизованное воздухораспределение, которое создается в помещении только за счет работы вентиляторов; в ней воздушный поток, выходя из вентилятора, быстро затормаживается, в связи с чем в помещениях и камерах наблюдается неравномерное поле скоростей по ее объему.

Одноканальная система создает условия направленного распределения нагнетаемого и охлажденного либо свежего воздуха в камерах или аппаратах. С ее помощью можно создать требуемую скорость потока воздуха, необходимую для осуществления технологии обработки пищевых продуктов. Такая система представляет собой воздуховод, в котором для отбора воздуха по его длине устанавливают различные насадки (рис. IX.2). Такие системы в камерах холодильников имеют два контура циркуляции: в первом циркулирует основной поток воздуха, который поступает после воздухоохладителя в свободное пространство камеры с температурой, более низкой, чем температура воздуха в загруженном объеме, второй контур циркуляции формируется за счет разности плотностей воздуха возле и внутри штабеля, количество воздуха, циркулирующее во втором контуре, зависит от плотности укладки продуктов в штабеле, количества теплоты, выделяемой в нем, и высоты штабеля. Наличие двух контуров циркуляции характерно для всех систем механического общеобменного вентилирования.

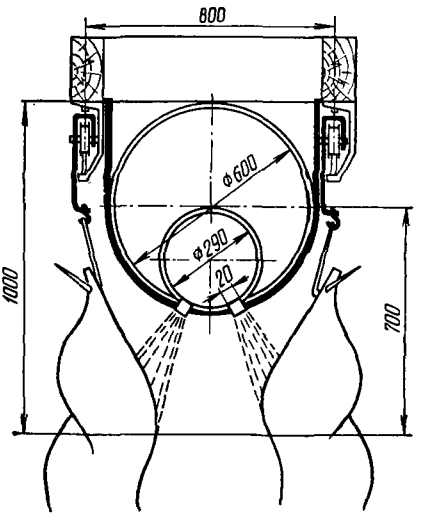


Рис. IX.2. Воздуховод постоянного статического давления с плоскими соплами в виде щели, расположенной между подвесными путями.

Двухканальная система в отличие от одноканальной создает условия для направленного и равномерного забора отработавшего воздуха, чем создается более равномерная скорость потока воздуха. Двухканальная система по конструкции такая же, как и одноканальная, но состоит из двух воздуховодов: нагнетательного — раздаточного и всасывающего — отбирающего из камеры отепленный воздух.

В тех случаях, когда требуется интенсивное смешение воздушных потоков и создание значительных скоростей на достаточном удалении от нагнетателя (вентилятора), применяют эжектор, который монтируется на выходном патрубке нагнетательного воздуховода воздухо-

охладителя. Такая система называется эжектирующей и представляет собой сужающееся сопло. На выходе из сопла скорость движения воздуха составляет 20÷ 25 м/с. В результате образуется затопленная струя, которая благодаря эжектирующей способности потока все время расширяется за счет подсасываемого воздуха и создает повышенную скорость движения воздуха. Чаще всего такую систему применяют для интенсификации процессов теплообмена при холодильной обработке пищевых продуктов.

Требования, предъявляемые к системам воздухораспределения, вытекают из технологического назначения камер холодильников и процессов холодильной технологии, осуществляемых в них.

Для камер холодильной обработки общим требованием к системам воздухораспределения является обеспечение необходимой интенсивности теплообмена при оптимальном расходе электроэнергии, затрачиваемой на циркуляцию воздуха. Для камер хранения эти требования сводятся к обеспечению минимальных потерь продукта, приходящихся на единицу холода, компенсирующего внешние теплопритоки.

Воздухораспределители в зависимости от конструкции воздуховода делают в двух исполнениях: переменного и равного статического давления. Воздухораспределители с воздуховодами переменного статического давления имеют постоянную площадь сечения по длине, но для равномерной раздачи воздуха требуют переменной и увеличивающейся площади сечения распределительных насадок по длине воздуховода.

Воздухораспределители с воздуховодами равного статического давления выполняют с переменной по длине площадью сечения и постоянной площадью насадок по длине воздуховода.

Под насадкой понимают направляющий элемент, который крепится на выходном отверстии воздуховода, для создания нужного направления и скорости движения воздуха, а также для уменьшения сопротивления истечению воздуха из отверстия. Насадки бывают различной формы: круглые — в виде сопел, щелевые — плоские, щелевые радиальные.

Для камер хранения система механического общеобменного вентилирования осуществляется с помощью ложных потолков или с перфорацией насадками, которые являются своего рода каналами, но большего сечения. В качестве перфорации служат отверстия небольшого диаметра или щели, общая площадь сечения которых не менее $^1/_3$ площади сечения канала, по которому течет воздух. Следует иметь в виду, что устройство ложных потолков целесообразно только в тех случаях, когда охлажденный воздух, протекая в них, не соприкасается с теплыми наружными перекрытиями, т. е. не подогревается.

В системах механического активного вентилирования воздухораспределение осуществляется с помощью каналов, выполненных в полу или напольных (разборных) воздуховодов. Обычно эту систему применяют в камерах хранения растительного сырья и фруктов. Воздух нагнетается в камеру в незагруженный объем и в штабель и отсасывается через перфорированный ложный потолок.

РАСЧЕТ СИСТЕМ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Для расчета систем воздухораспределения должны быть заданы массы воздуха, необходимого для технологического процесса, длина воздуховода и условия раздачи воздуха. Так, для камер замораживания или скороморозильных аппаратов задают количество воздуха в расчете на одну тонну продукта, указывают скорость движения его у полутуш или у продукта, производительность, вместимость или загрузку камеры или аппарата.

Расчет сводится к определению площадей сечений воздуховодов и насадок, обеспечивающих заданные скорости движения воздуха, необходимые для осуществления технологических процессов, а также к расчету сопротивлений движению воздуха в воздушном кольце системы. Равномерность воздухораспределения зависит от конструкции воздуховодов и площади сечения насадок и от величины статического давления перед ними. Более равномерное движение воздуха обеспечивается воздухораспределителями с воздуховодами равного статического давления.

Между статическим и динамическим давлением существует зависимость, определяемая уравнением Бернулли как частным выражением закона сохранения энергии

$$p_1 + w_1^2\rho/2 = p_x + \left(w_x^2\rho/2\right) + \Delta p,$$

где p_1 — статическое давление в начальном сечении, Па; $w_1^2\rho/2$ — динамическое давление в том же сечении, Па; w_1 — скорость воздуха, м/с; ρ — плотность воздуха, кг/м^3; p_x — статическое давление в рассматриваемом сечении, Па; $w_x^2\rho/2$ — динамический напор в рассматриваемом сечении; w_x — скорость воздуха в том же сечении, м/с; Δp — потеря давления при движении воздуха от начального до конечного сечений, Па.

Из анализа уравнения Бернулли следует, что скорость движения воздуха в воздуховодах не должна быть большой, так как в этом случае статическое давление будет недостаточным. Однако малые скорости воздуха в воздуховодах не всегда приемлемы из-за их больших поперечных сечений, которые не вписываются в отведенные габариты аппаратов и камер. Выход из положения находят в том, что создают воздуховоды постоянного статического давления по всей их длине. Последнее обеспечивает приблизительно постоянную скорость движения воздуха по длине воздуховода при непрерывном его расходе через насадки.

При постоянной площади поперечного сечения воздуховода, в начальном его сечении, при больших скоростях движения воздуха наблюдается подсос воздуха из камеры. В таких воздуховодах в начальном сечении динамический напор максимальный, в конечном сечении скорость движения малая, а статический напор максимальный и через крайние отверстия насадок истекает значительно большая масса воздуха, чем через первые, поэтому выбор площади поперечного сечения насадок необходимо осуществлять на основании соответствующих расчетов.

РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ С ПЕРЕМЕННОЙ СКОРОСТЬЮ ИСТЕЧЕНИЯ ВОЗДУХА

Некоторые технологические процессы требуют специального воздухораспределения. Так, в случае программного охлаждения и замораживания мяса на конвейерах туннелей или в скороморозильных аппаратах необходимо, чтобы скорость движения воздуха у бедренной части полутуш постоянно убывала вдоль подвесного пути по заданному закону, соответствующему интенсивности отвода теплоты. Рассмотрим методику расчета таких воздуховодов. Пусть скорость движения воздуха вдоль подвесного пути изменяется по закону

$$w(\tau) = w_{\text{н}} \exp(-M_w \tau),$$

где $w_{\text{н}}$ — начальная скорость движения воздуха у поверхности продукта в камерах охлаждения и замораживания, м/с; M_w — коэффициент, характеризующий степень изменения скорости воздуха, 1/ч.

В камере охлаждения $M_w = 0{,}1 - 0{,}4$, а общее время холодильной обработки мяса (время процесса) $\tau_\Sigma = 10—15$ ч. Для камер замораживания $M_w = 0{,}05—0{,}10$ и $\tau_\Sigma = 18—24$ ч. Для камер замораживания значение M_w мало, поэтому можно аппроксимировать экспоненциальный закон линейным

$$w(\tau) - w_{\text{к}} = \left(1 - \frac{\tau}{\tau_\Sigma}\right)(w_{\text{н}} - w_{\text{к}}),$$

где $w_{\text{к}}$ — конечная скорость движения воздуха у поверхности продукта в камерах охлаждения и замораживания, м/с.

При такой замене средняя скорость движения воздуха за процесс получается завышенной (4—6 м/с). Рассмотрим методику расчета двух систем воздухораспределения: воздуховод постоянного статического давления с переменным сечением по его длине для камер замораживания и воздуховод с постоянным сечением и переменным шагом насадок одинакового размера для камер охлаждения. Для камер замораживания применяют воздуховоды большой длины, так как для интенсификации теплообмена необходимы более высокие скорости движения воздуха у полутуш, поэтому для них выбирают воздуховоды постоянного статического давления, имеющие меньшие гидравлические сопротивления и позволяющие использовать осевые вентиляторы для создания циркуляции воздуха по контуру.

Формулы для расчета основных величин, определяющих конструктивные и рабочие характеристики воздуховодов, приведены в табл. IX.1.

В приведенных формулах в табл. IX.1: w_{0i}, $w_{0\text{п}}$, $w_{0\text{к}}$ — соответственно скорость движения воздуха при выходе из щели i-й и из щелей, находящихся в начале и в конце подвесного пути по направлению продвижения мяса (мясо продвигается навстречу движению воздуха в канале); τ_i — время, требуемое для продвижения полутуши с момента ее поступления в камеру до места под i-й щелью, ч; ΔV_i — расход воздуха через i-ю элементарную щель; K — коэффициент запаса, учитывающий тепловую нагрузку от внешних теплопритоков; $K = 1{,}3$; Q_i — тепловой поток от полутуш, находящихся на i-м метре подвес-

Таблица IX.1

Расчетная величина	Формулы для определения параметров	
	камеры охлаждения	камеры замораживания
Скорость движения воздуха у выхода из щелей w_{0i}, м/с	$w_{0i} = w_{0н} \exp(-M_w \tau_i)$	$w_{oi} = w_{ок} + (w_{он} - w_{ок}) \times \left(1 - \frac{\tau_i}{\tau_\Sigma}\right)$
Расход воздуха через i-ю щель ΔV_i, м³/с	$\Delta V_i = KQ_i/(\rho \Delta_{i_в})$ $Q_i = F_м q_{02} \exp(-M_\alpha \tau_i)\ (1/\rho \Delta i_в)$	$\Delta V_i = f_ш w_{oi}$
Площадь щелей f_i, м²/м	$f_i = \Delta V_i / w_{0i}$	$f_ш = \text{const}$
Расстояние между щелями l, м	$l = 1/n_i = f_э/f_i$	$l = \text{const}$
Суммарный расход воздуха V_Σ, м³/ч	$V_\Sigma = \sum_{i=1}^{n} \Delta V_i$	$V_\Sigma = \sum_{i=1}^{n} \Delta V_i$
Потеря статического давления на трение $\Delta p_т$, Па	$\Delta p_т = (\bar{\lambda}\rho/2F_э^2) \sum_{i=1}^{n} (V_{i+1})^2$ $V_i = V_\Sigma - \sum_{j=1}^{i-1} \Delta V_j$	$\Delta p_т = (\bar{\lambda}\rho/2F_э^2) \sum (V_{n+1})^2$
Потеря давления «на проход» $\Delta p_{пр}$, Па	$\Delta p_{пр} = (0{,}35\rho/2F^2) \sum_{i=1}^{n} (\Delta V_i)^2$	$\Delta p_{пр} = (0{,}35\rho f^2/2) \times \sum_{i=1}^{n} (w_{0i}/F_i)^2$

ного пути по ходу их продвижения, Вт; ρ —плотность воздуха, кг/м³; $\Delta i_в$— изменения энтальпии воздуха при омывании полутуш, кДж/кг; $F_м$ — площадь поверхности мясных полутуш, загруженных на 1 м пути, м²/м; q_{02} — удельный тепловой поток от мяса к воздуху в начальный момент поступления его в камеру программного охлаждения, Вт/м²; M_α — коэффициент, характеризующий степень изменения коэффициента теплоотдачи, 1/ч; f_i — удельная площадь всех щелей (сопел) на 1 м канала, м²; l — расстояние между элементарными щелями по длине воздуховода, м; $f_э$ — площадь одной элементарной щели, м²; h — количество элементарных щелей на 1 м воздуховода.

При проектировании воздуховодов не следует допускать, чтобы скорость движения воздуха в начале канала $w_н$ достигала так называемой критической скорости $w_{н.кр}$, так как в этом случае воздух не будет вытекать из первых щелей канала. При $w_н > w_{н.кр}$ наблюдается подсос воздуха из камеры в канал через первые щели или сопла. В установках кондиционирования воздуха и устройствах для холодильной обработки мяса подсоса воздуха не должно быть, что соответствует условию $w_н < w_{н.кр}$. При этом нужно стремиться, чтобы величина $w_н$ была намного меньше, чем предельные значения $w_{н.кр}$. Критическая скорость $w_{н.кр}$ зависит от конструкции канала, которая характеризуется главным образом относительной длиной

воздуховода $\overline{L} = L/d_н$ и степенью сужения F. Значение критической скорости зависит от многих факторов, которые трудно учесть в расчете. На практике можно пользоваться зависимостью $w_{н.кр} = N/\overline{L}(1 + \overline{F})$, где N — эмпирическая постоянная, равная 1200.

Относительная конечная скорость выпускаемого воздуха

$$\xi_V = w_{0к}/w_{0н}$$

$$\xi_V = 16{,}10\left[\frac{1}{\frac{1200}{\overline{L}\ (1+\overline{F})} - w_{0н}} - \frac{\overline{L}(1+\overline{F})}{1200}\right].$$

По этой формуле для проектируемого воздуховода можно выбрать конструктивные характеристики величин $\overline{F}$ и $\overline{L}$, а также определить начальную скорость воздуха $w_{0н}$ на выходе из насадки при заданном отношении ξ_V. При таких условиях воздуховод будет работать без подсоса воздуха из камеры.

РАСЧЕТ НАСАДОК

Расчет насадки заключается в выборе ее размеров, которые обеспечивали бы достаточную среднюю скорость потока на заданном расстоянии от выходного отверстия при заданном угле раскрытия струи.

Насадки рассчитывают на основании теории свободной затопленной изотермической струи, изучению которой посвящены работы Г. Н. Абрамовича.

Все виды насадок рассчитывают одинаково, так как они создают подобные профили свободной затопленной изотермической струи. Скорость (в м/с) воздуха на расстоянии L от выходного отверстия насадки рассчитывают по формуле

$$w_L = w_0 \frac{0{,}848}{\sqrt{(aL/b) + 0{,}205}},$$

где w_L — скорость воздуха в струе на расстоянии L от выходного отверстия насадки, м/с; w_0 — скорость воздуха в насадке, м/с; a — коэффициент турбулентности; b—ширина насадки, м; L — расстояние от насадки до места измерения скорости воздуха, м.

Вычисленная скорость w_L потока является осевой скоростью, т. е. скоростью внутреннего ядра струи.

В загруженной камере она снижается за счет смешения основного и отраженного потоков от продукта. Поэтому для определения осевой скорости у поверхности полутуши в загруженной камере в расчетную формулу для свободной струи вводят поправочный коэффициент 0,45 при начальной скорости более 7 м/с и 0,7 — при скорости менее 7 м/с.

Количество насадок выбирают исходя из потребной массы воздуха для обработки 1 т груза, а также исходя из возможности создания

равномерного поля скоростей для движения воздуха у продукта. Наиболее эффективный теплообмен достигается при установке насадок в виде сопел (6 шт. на 1 м для охлаждения и 9 шт. на 1 м для замораживания) или радиальных щелей на круглых воздуховодах, или поперечных щелей (по отношению к подвесным путям) для ложных потолков.

Для камер холодильной обработки теплота, отводимая воздухом от продукта, составляет 80—90% от общей тепловой нагрузки. При равномерном распределении воздуха температура воздуха в поперечном сечении камеры должна изменяться одинаково. Это достигается только при большой кратности циркуляции воздуха, равной 100—120 объемам воздуха камеры за час для камер охлаждения и 150—160 — для камер замораживания. В пересчете количества воздуха, приходящегося на 1 т продукта, это приблизительно соответствует 2700 кг/ч для камер охлаждения и 4000—4500 кг/ч — для камер замораживания. Если камеры предназначены для термической обработки мяса в полутушах, то количество движущегося воздуха на уровне бедер полутуш определяют по зависимости

$$G_L = G_0 \cdot 2{,}18\,[(aL/b) + 0{,}29],$$

где G_0 — общее количество воздуха, выходящего из насадок.

Эффективность воздухораспределения с помощью насадок определяют по формуле

$$\varepsilon = (i_2 - i_1)/(i_3 - i_1) \approx (t_2 - t_1)/(t_3 - t_1),$$

где i_1, i_2, i_3 — энтальпии воздуха, соответственно поступающего в камеру; после смешения основного потока с частью воздуха и участвовавшего в теплообмене с продуктом; между продуктом в свободном пространстве, кДж/кг; t_1, t_2, t_3 — температуры воздуха для тех же условий.

Для бесканального воздухораспределения $\varepsilon \approx 0{,}5$, для одноканального воздухораспределения с насадками в виде сопел или радиальных щелей $\varepsilon \approx 0{,}8 - 0{,}85$.

Если задаться подогревом воздуха, прошедшего у продукта, то общее количество воздуха, циркулирующего в камере, определяют из выражения

$$G_к = Q_0/(c_p' \Delta t),$$

где Q_0 — тепловая нагрузка камеры, Вт; c_p' — теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К); Δt — подогрев воздуха вблизи продукта, принимаемый не более 1° С.

Поскольку часть воздуха не вступает в теплообмен с продуктом (байпасируется), через насадки нужно выпускать большее его количество $G_0' = G_0/\varepsilon$, где G_0 — количество воздуха, вытекаемого из насадок.

При этом конструкцию воздухораспределителя и размеры сопел не изменяют, просто в этом случае возрастают значения скорости w_0 и w_L.

СПОСОБЫ УВЛАЖНЕНИЯ ВОЗДУХА

Увлажнение воздуха направлено на увеличение его относительной влажности и достигается искусственным добавлением водяных паров в воздушную среду, чаще всего в поток воздуха после воздухоохладителя.

Для увлажнения воздуха применяются следующие способы: подача в камеру тонкораспыленной воды; подача в камеру перегретого водяного пара; сублимация инея с поверхности приборов во время их отключения от системы охлаждения; использование влаги, испаряющейся из водных растворов солей либо гидрофильных жидкостей в процессе восстановления их концентрации с целью дальнейшего использования для орошения поверхностей воздухоохладителей и для предотвращения инееобразования; испарение влаги с поверхности насадок, орошаемых водными растворами солей либо гидрофильных жидкостей; сублимация льда с поверхности ледяных экранов; использование влаги наружного воздуха; термодинамический подвод влаги наружного воздуха путем сжатия и расширения смеси камерного и наружного воздуха.

Подача в камеру распыленной воды специальными форсунками позволяет увлажнять воздух, поскольку часть воды испаряется благодаря разности парциальных давлений пара на поверхности мелкодисперсных капель воды и водяного пара в увлажняемом воздухе.

В процессе увлажнения воздуха тонкораспыленной водой ее (рис. IX.3, *а*) температура может быть:

а) выше температуры воздуха по сухому термометру $t_к$; тогда температура и энтальпия воздуха будут возрастать (процесс *1—6*);

б) выше температуры воздуха по мокрому термометру $t_м$, но ниже температуры воздуха $t_к$; в этом случае температура воздуха понижается, а его энтальпия повышается (процесс *1—5*);

в) равна пределу охлаждения воздуха $t_м$ — температура воздуха при практически неизменной энтальпии понижается (процесс *1—4*);

г) выше точки росы $t_р$, но ниже предела охлаждения воздуха $t_м$ — температура и энтальпия воздуха понижаются (процесс *1—3*).

Этот способ используют в установках кондиционирования воздуха, а также на фруктоовощехранилищах. В низкотемпературных камерах распыление капельной влаги не применяют из-за опасности замерзания воды в подводящих трубопроводах и распылителях.

Увлажнение воздуха перегретым водяным паром связано с его транспортировкой в камеру по трубопроводу, где неизбежны частичная конденсация пара и выброс воды в зоне увлажнения воздуха. Увлажнение воздуха в камере с помощью водяного пара применяют при хранении яиц.

Процесс смешения водяного пара с воздухом изображен на рис. IX.3, *б* в диаграмме *d—I* отрезком *1—2* (процесс протекает практически по изотерме).

К недостаткам увлажнения воздуха водяным паром относятся: большие потери чистого водяного пара при его транспортировке; сложность конструктивного исполнения системы увлажнения; зна-

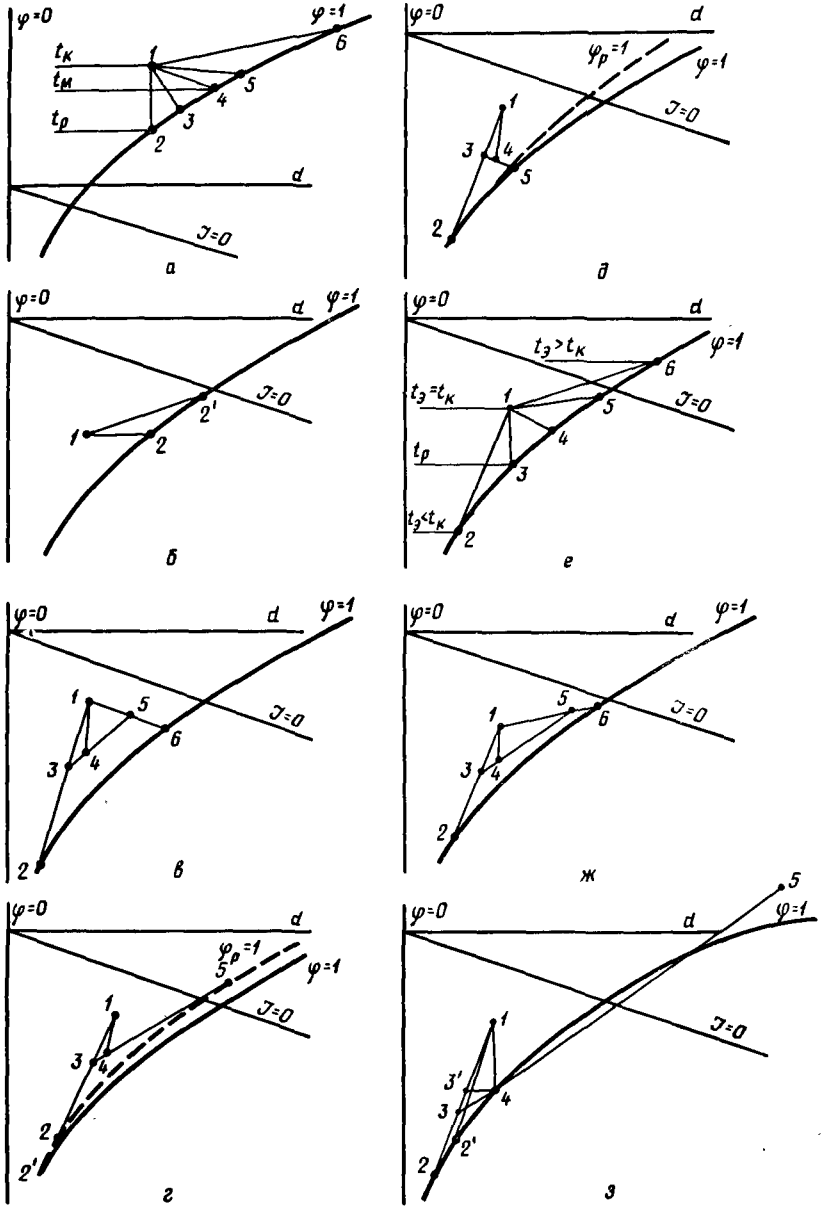


Рис. IX.3. Процессы изменения состояния воздуха в d—I-диаграмме при увлажнении:

а — при подаче в камеру тонкораспыленной воды; *б* — при подаче в камеру перегретого пара; *в* — при сублимации инея с поверхности охлаждающих приборов, отключенных по хладагенту; *г* — при использовании влаги регенерации водных растворов солей либо гидрофильных жидкостей, орошающих воздухоохладители; *д* — при испарении влаги с поверхности насадок, орошаемых водными растворами солей либо гидрофильных жидкостей; *е* — при сублимации льда с поверхности ледяных экранов; *ж* — при использовании влаги наружного воздуха; *з* — при термодинамическом подводе влаги наружнсг воздуха путем сжатия и расширення смеси камерного и наружного воздуха.

чительный расход энергии на приготовление чистого водяного пара и особенно на компенсацию его потерь в холодном контуре; плохая усвояемость водяного пара, что затрудняет его дозирование, а также приводит к осаждению мелких ледяных кристаллов на продукте; специфический резкий запах пара, производимого в промышленных котлах; сложность эксплуатации установки, вызванная тем, что вода, используемая для питания парогенератора, содержит соли.

Отличительной особенностью *увлажнения воздуха посредством сублимации инея* является разделение охлаждающей поверхности воздухоохладителя (прибора охлаждения) на активную и пассивную зоны[1]. Под активной зоной охлаждающей поверхности понимают нормально работающий воздухоохладитель или батарею, под пассивной — охлаждающую поверхность, отключенную от подачи жидкого и отсоса парообразного хладагента. Это необходимо для интенсификации процессов сублимации инея. После очистки поверхности охлаждения от инея поверхности переключают для работы, тогда как другие отключают для сублимационного оттаивания и увлажнения воздуха. Смешивая воздух, обработанный в активной зоне, с воздухом пассивной зоны, получают смесь с более высоким влагосодержанием.

К недостаткам данного способа относится малая эффективность сублимации инея. Осаждение инея в активной зоне происходит быстрее, чем его сублимация с пассивной зоны. Процессы изменения состояния воздуха в активной и пассивной зонах изображены на рис. IX.3, *в*.

Температура воздуха в активной зоне понижается (точка *3*) в результате тепло- и влагообмена с теплопередающей поверхностью (точка *2*). Состояние воздуха в пассивной зоне характеризуется точкой *5*. Температура поверхности пассивной зоны аппарата обозначена точкой *6*.

На рис. IX.3, *ж* изображены процессы изменения состояния в активной и пассивной зонах для случая, когда к пассивной зоне подводится внешнее тепло с целью интенсификации сублимации инея.

Применяют также способ обработки воздуха, при котором наряду с охлаждением его в воздухоохладителе происходит увлажнение в специальной насадке в результате контакта воздуха с орошаемой жидкостью на поверхности насадок. Если орошаемая жидкость имеет концентрацию, соответствующую температуре замерзания, близкой к температуре воздуха, возможно увлажнение, так как парциальное давление водяного пара в воздухе меньше давления насыщения при температуре пленки, и вода из раствора будет испаряться. Состояние воздуха, поступающего в аппарат, характеризуется точкой *1* на рис. IX.3, *г*. Направление линии процесса охлаждения и осушения воздуха *1—2* в орошаемом воздухоохладителе зависит от температуры и концентрации орошающей жидкости. Точка *3* характеризует состояние воздуха на выходе из воздухоохладителя. Увлажнение и частичный подогрев воздуха осуществляются орошаемой жидкостью

[1] Способ предложен датским ученым Кройером.

в насадке, расположенной над воздухоохладителем. Этот процесс протекает по линии *3—5* до состояния воздуха на выходе из такого аппарата, характеризуемого точкой *4*. Отрезок *4—1* изображает процесс изменения состояния воздуха в охлаждаемом помещении. В зависимости от требуемого температурно-влажностного режима в охлаждаемом помещении температура в точке *4* может быть смещена вправо либо влево, а также вверх либо вниз путем изменения рабочей температуры, концентрации и расхода орошающей жидкости в воздухоохладителе и насадках.

Способ *увлажнения воздуха в камере влагой, испаряющейся из водных растворов солей*, можно осуществлять при условии, когда концентрация рассола будет соответствовать температуре замерзания, близкой либо равной температуре воздуха в камере. Постоянное значение концентрации обеспечивается непрерывным добавлением в систему дробленого водного льда, инея либо воды. В противном случае при контакте воздуха с концентрированным раствором он будет осушаться.

Процессы изменения состояния воздуха для этого случая изображены на рис. IX.3, *д*.

Состояние воздуха, поступающего из камеры в охлаждающее пространство, характеризуется точкой *1*. Точка *2* характеризует состояние воздуха у поверхности воздухоохладителя, точка *3* — на выходе из него и на входе в увлажнитель, представляющий собой пакет насадок, орошаемый рассолом. Точка *5* характеризует состояние воздуха у поверхности насадки, в которой он увлажняется и незначительно охлаждается (линия *3—5*). Точка *4* характеризует состояние воздуха на входе в камеру. Изменение состояния воздуха в камере происходит по линии *4—1*.

Сублимация льда из поверхности ледяных экранов[1] широко применяется в камерах хранения неупакованных мороженых продуктов для увлажнения воздуха. Этот способ можно назвать пассивным в отличие от способа увлажнения воздуха паром или водой, так как интенсивность увлажнения зависит от количества теплоты, поступающей в камеру через наружные ограждения и затраченной на сублимацию льда. Сущность способа заключается в том, что в камере вдоль внутренней поверхности теплых стен на расстоянии 100—200 мм от них устраивают каркас, на который натягивают материал, а затем намораживают водный лед толщиной 30—40 мм. Таким образом, между стенкой и ледяным экраном образуется пространство, которое называют продухом. Иногда в продухе располагают охлаждающие приборы. На рис. IX.3, *е* изображены процессы изменения состояния воздуха в камере в зависимости от температуры поверхности ледяных экранов $t_э$ (точки *2*, *3*, *4*, *5*, *6*). Если температура поверхности экранов ($t_э > t_к$) больше температуры воздуха в камере ($t_к$), то происходит увлажнение камерного воздуха путем сублимации льда.

---

[1] Теоретические основы тепло- и массообмена для условий сублимации льда разработал В. Ф. Коляка.

При $t_э \leqslant t_р$ на ледяном экране осаждается иней, а камерный воздух осушается, что сопровождается усушкой продукта в камере хранения.

Точка *1* характеризует состояние камерного воздуха до контакта его с поверхностью ледяных экранов.

Способ увлажнения камерного воздуха с использованием влаги наружного воздуха (предложен Т. Ф. Черновым, Г. К. Мнацакановым и В. Ф. Коляка). Для этого небольшое количество воздуха с более высоким влагосодержанием (наружный воздух либо воздух, специально приготовленный в установке) добавляют в воздушный поток на выходе или входе в воздухоохладитель. В результате смешения потоков относительная влажность воздуха, поступающего в камеру, повышается до 100%. Воздух может быть даже перенасыщен влагой, если подается много наружного воздуха для смешения после воздухоохладителя.

Процессы изменения состояния воздуха в холодильной камере для случая, когда наружный воздух подается после воздухоохладителя, показаны на рис. IX.3, *ж*. Процесс охлаждения и осушения воздуха в воздухоохладителе идет по линии *1—2* до точки *3*. Состояние наружного воздуха характеризуется точкой *5*. Этот воздух подмешивают к основному воздушному потоку, выходящему из воздухоохладителя. Параметры воздушной смеси, поступающей в камеру, определяются точкой *4*, находящейся на пересечении прямой *3—5* с линией $\varphi = 1$ в случае увлажнения воздуха. Точка *3* характеризует состояние воздуха, выходящего из воздухоохладителя, в случае отсутствия увлажнения; точка *2* соответствует температуре теплопередающей поверхности воздухоохладителя.

Термодинамический подвод влаги наружного воздуха заключается в следующем. Наружный воздух через патрубок вместе с воздухом из камеры засасывается компрессором, а затем вновь нагнетается в камеру по трубопроводу, проложенному внутри воздуховода, по которому протекает воздух после воздухоохладителя. В результате теплообмена происходит предварительное охлаждение сжатого воздуха.

На выходе из трубы сжатый воздух подвергается адиабатному расширению, и в результате образуется насыщенный или перенасыщенный влагой воздух.

Сложность процесса увлажнения (большие количества наружного и камерного воздуха необходимо сжимать компрессором, а затем расширять специальным устройством), а также внесение теплоты наружного воздуха и теплоты, эквивалентной работе компрессора, в камеру несколько ограничивают применение данного способа для низкотемпературных камер холодильников.

Описанные способы увлажнения воздуха в камерах холодильников не в одинаковой мере эффективны. Их выбор должен проводиться с учетом технико-экономических расчетов и возможности технической реализации. В любом случае при использовании их для камер хранения неупакованных грузов усушку можно уменьшить на 20—30 %, что дает большой экономический эффект.

Глава X
СИСТЕМЫ ОТВОДА ТЕПЛОТЫ КОНДЕНСАЦИИ В ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ

ВИДЫ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ КОНДЕНСАТОРОВ И ВОДООХЛАДИТЕЛЕЙ

Применяют следующие системы охлаждения: водяную, воздушную и испарительную.

При *водяной системе охлаждения* вода служит промежуточным теплоносителем, с помощью которого теплота, выделяемая при конденсации хладагента, отводится в воздух.

При *воздушной системе охлаждения* теплота, выделяемая в конденсаторе холодильной установки, отводится непосредственно в воздух.

Испарительная система охлаждения конденсаторов является комбинацией водяной и воздушной систем охлаждения и представляет собой аппарат, в котором совмещены процессы охлаждения элементов конденсаторов водой и охлаждения этой воды воздухом.

До настоящего времени наиболее широко применяют водяную систему охлаждения конденсаторов, обеспечивающую высокую интенсивность теплообмена при контакте воды с поверхностью и позволяющую использовать компактную теплообменную аппаратуру. Однако такая система охлаждения предусматривает применение водоохладителей для передачи теплоты от воды к воздуху.

Система испарительного охлаждения конденсаторов менее эффективна, чем водяного из-за более низких значений коэффициентов теплоотдачи (от пленки воды к воздуху). Вместе с тем такая система охлаждения позволяет совместить собственно конденсатор и устройство для охлаждения воды в одном аппарате и сократить расходы потребляемой воды.

Для воздушного охлаждения характерна пониженная по сравнению с рассмотренными конденсаторами интенсивность теплообмена между их поверхностью и воздухом. Однако простота системы воздушного охлаждения, а также острая необходимость экономии пресной воды заставляют переходить к воздушному охлаждению конденсаторов.

В системах оборотного охлаждения воды передача теплоты от воды к воздуху происходит одновременно посредством конвективного лучистого и испарительного охлаждения. Лучистой составляющей теплового потока для вентиляторных градирен, как правило, пренебрегают. Ее учитывают только в охладителях, когда открытая поверхность воды подвергается воздействию солнечной радиации, но последние почти не применяют в холодильной технике. Летом на испарение затрачивается до 90% теплоты, отдаваемой водой, зимой, когда доля конвективного теплообмена повышается, — до 30—50%.

Поверхностное испарение жидкости при температуре ее ниже температуры кипения возможно, когда парциальное давление водяного пара $p''_{\text{п}}$ в слое его, образующемся у поверхности жидкости,

больше парциального давления водяного пара $p_п$ в основной массе влажного воздуха.

Разность парциальных давлений $\Delta p = p''_п - p_п$ является «движущей силой», благодаря которой пар, образующийся при испарении воды, переносится в основную массу воздуха. Таким образом, интенсивность работы водоохладителей в большей степени зависит от следующих факторов: скорость движения воздуха в аппарате; площадь поверхности контакта между водой и воздухом; разность парциальных давлений водяного пара у поверхности воды и воздуха; скорость ветра, от которой зависит коэффициент массоотдачи в охладителях с естественной конвекцией.

В холодильной технике для охлаждения конденсаторов применяют следующие виды водоохладителей: брызгальные бассейны, открытые градирни (брызгальные, капельные и пленочные), вентиляторные градирни (форсуночные, капельные и пленочные).

ВОДООХЛАДИТЕЛИ

Расчет водоохладителей

Порядок расчета зависит от условий тепло- и массообмена, протекающего в водоохладителе (характера контакта воды с воздухом). По этому признаку их можно разделить на две группы: устройства, в которых можно определить площадь поверхности контакта воды и воздуха (охлаждаемые пруды, пленочные градирни, градирни с плоскими насадками); устройства, где вода находится в виде капель, а площадь поверхности соприкосновения воды с воздухом определить невозможно (форсуночные вентиляторные градирни, брызгальные бассейны).

Расчет пленочной градирни. При расчете задают тепловой поток конденсатора $Q_к$ (в кВт). Необходимо определить количество циркулирующей воды, площадь поверхности водоохладителя и температуру воды, выходящей из охладителя.

Расчет сводится к следующему: составляют тепловой баланс градирни, без учета теплоты, уносимой из градирни с испарившейся водой,

$$Q_к = V_{вд}\,(t_{вд\,2} - t_{вд\,1})\,c_{вд}\,\rho_{вд} = L_{град}\,\rho_в\,(i_{в2} - i_{в1}), \qquad (X.1)$$

где $Q_к$ — теплота конденсации, кВт; $V_{вд}$ — количество циркулирующей воды, м^3/с; $t_{вд\,2}$ и $t_{вд\,1}$ — температура воды на входе и выходе из градирни, °С; $c_{вд}$ — теплоемкость воды, кДж/(кг·К); $L_{град}$ — производительность вентилятора градирни, м^3/с; $\rho_{вд}$ и $\rho_в$ — плотность воды и плотность воздуха, кг/м^3; $i_{в1}$ и $i_{в2}$ — удельная энтальпия воздуха на входе и выходе из градирни, кДж/кг.

Предварительно определяют $V_{вд}$ и $L_{град}$ и параметры воздуха и воды на выходе из градирни $t_{вд\,1}$; $t_{вд\,2}$.

Они зависят прежде всего от совершенства конструкции градирни как теплообменного аппарата. Самая низкая температура воды, которую можно получить в градирне с бесконечно большой поверхностью теплообмена, равна температуре воздуха по мокрому термо-

метру $t_м$. В реальных условиях $F_{град} \neq \infty$, поэтому вода в градирне охладится до температуры, немного более высокой (на 3—4° С) чем температура $t_м$.

Отношение действительного охлаждения воды к теоретически возможному называют коэффициентом эффективности градирни

$$\eta = (t_{вд2} - t_{вд1})/(t_{вд2} - t_м).$$

Ориентировочное значение этого коэффициента для охладителей различного типа приведено в табл. X.1.

Таблица X.1

Охладитель	Удельная тепловая нагрузка q_F, кВт/м²	Удельная гидравлическая нагрузка, 10^3 нм³/(м²·с)	Коэффициент эффективности η
Брызгальный бассейн	2,5—6,5	0,2—0,3	0,35—0,4
Градирня			
открытая брызгальная	8,0—20	0,7—1,0	0,45—0,55
открытая капельная	10—30	0,8—1,4	0,60—0,75
вентиляторная	40—50	1,5—2,5	0,75—0,85

Задаваясь величиной охлаждения воды в градирне и ее эффективностью, можно вычислить температуру воды на выходе из градирни и на входе в нее

$$t_{вд2} = t_м + \Delta t_{вд}\, 1/\eta; \qquad (X.2)$$

$$t_{вд1} = t_{вд2} - \Delta t_{вд}. \qquad (X.3)$$

Выбор градирни обычно производится по требуемой площади поперечного сечения $F_{п.\,сеч}$ (в м²), которую определяют по формуле

$$F_{п.сеч} = Q_к/q_F, \qquad (X.4)$$

где q_F — удельная тепловая нагрузка (см. табл. X.1).

Более сложный случай, когда нет значений η для рассматриваемой градирни (пленочная с регулярной насадкой из плоскопараллельных пластин).

В этом случае расчет ведут по уравнению Меркеля, который получил его, решая дифференциальное уравнение тепло- и массообмена для элемента поверхности воды, омываемой воздухом. В окончательном виде уравнение имеет вид

$$dQ = \sigma\left(i_в'' - i\right)dF, \qquad (X.5)$$

здесь σ — коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности влагосодержаний, кг/(м²·с); $i_в''$ — энтальпия насыщенного воздуха при температуре воды, кДж/кг; i — энтальпия воздуха, кДж/кг.

Использовать уравнение (X.5) трудно из-за необходимости применения аналитической зависимости изменения энтальпий $i_в''$ и i.

Для упрощения этого уравнения в качестве движущей силы процесса переноса теплоты и влаги принимают среднюю разность энтальпий $\Delta i_{ср}$ (кДж/кг), вычисляемую так же, как и среднюю разность температур для различных схем движения сред (противоток, прямоток). Тогда

$$Q = G\Delta i_{ср} F_{град},$$

где $F_{град}$ — площадь поверхности контакта между водой и воздухом, м².

По этому уравнению рассчитывают $F_{град}$, предварительно вычислив $\Delta i_{ср}$ для определенной схемы потока сред. В величину $\Delta i_{ср}$ входит величина $i''_{в.ср}$, по которой и определяют среднюю температуру воды в градирне, а расчет параметров воды на входе и выходе из градирни рассчитывают по формулам (X.2), (X.3).

При расчете открытых водоохлаждающих устройств, для которых трудно определить параметры выходящего из аппарата воздуха, применяют коэффициент охлаждения

$$U = c_{вд}\Delta t_{вд}/(i''_{в.ср} - i_1),$$

здесь $c_{вд}$ — удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К); $\Delta t_{вд}$ — подохлаждение воды, °С; $\Delta t_{вд} = t_{вд2} - t_{вд1}$; $i''_{в.ср}$ — энтальпия насыщенного воздуха при средней температуре воды, кДж/кг; i_1 — энтальпия воздуха на входе в водоохладитель, кДж/кг.

Взаимосвязь между коэффициентом охлаждения U и коэффициентом массоотдачи σ можно представить в виде

$$U = \sigma' F/G_{вд},$$

где σ' — коэффициент массоотдачи, кг/(м²·с), отнесенный к разности энтальпий, $i''_{в.ср} - i_1$; $G_{вд}$ — массовый расход воды в водоохладителе, кг/с.

Исходя из приведенных зависимостей уравнение для потока теплоты в водоохладителе можно записать в другом виде

$$Q = G_{вд}c_{вд}\Delta t_{вд} = G_{вд}u(i''_{в.ср} - i_1).$$

Если известно значение u (из эксперимента или таблиц), то можно рассчитать среднюю энтальпию насыщенного воздуха, а по ней определить среднюю температуру воды в градирне.

Расчет брызгального бассейна. При определении размеров брызгального бассейна исходят также из заданного значения общего теплового потока $Q_к$, количества циркулирующей воды $G_{вд}$, плотности теплового потока $q_F = Q/F_0$ и плотности орошения $q_{вд} = G_{вд}/F_0$, где F_0 — горизонтальное сечение устройства. Величины q_F и $q_{вд}$ оценивают интенсивность работы охладителя. Так как трудно определить площадь контактов воды и воздуха, то общие потоки теплоты и воды относят к площади горизонтального сечения устройства F_0, т. е. к «зеркалу воды».

В открытых брызгальных бассейнах необходимо учитывать плотность теплового потока от солнечной радиации q_s (кВт/м²). Для расчета необходимо также знать температуру воздуха по влажному

термометру $t_м$, скорость ветра w, а также давление перед форсунками p. Для оценки гидравлической характеристики водоохлаждающих устройств используют также величину $H_{вд} = V_{вд}/F_0$.

Плотность теплового потока q_F и плотность орошения $q_{вд}$ водоохлаждающего устройства связаны между собой уравнением теплового баланса $q_F = c_{вд} q_{вд} \Delta t_{вд}$.

Достигаемый эффект в водоохлаждающих устройствах оценивают также величинами коэффициента охлаждения или коэффициента эффективности η.

Количество форсунок можно определить по формуле $n = V_{вд}/q_ф$, где $q_ф$ — производительность одной форсунки; ориентировочно $q_ф = (1{,}4 \div 3{,}5) \cdot 10^{-3}$ м³/с. Температуру воды, уходящей из бассейна, вычисляют по формуле X.3 по известному значению η из табл. X.1.

Конструкции водоохладителей

Брызгальные бассейны являются искусственными водоемами, охлаждение воды в которых осуществляется путем разбрызгивания ее с помощью форсунок. Бассейны выполняют в виде прямоугольника, ориентированного большей стороной перпендикулярно к господствующему направлению ветра. Ширина бассейна не должна превышать 40 м. Бассейны располагают на земле (рис. X.1) или на крыше здания. В последнем случае обычно применяют специальные жалюзи высотой 3,0 и 3,5 м для уменьшения уноса воды. Вода разбрызгивается форсунками, которые устанавливают на высоте 0,8 — 1,5 м над уровнем воды в бассейне. Взаимное расположение форсунок определяется плотностью орошения и производительностью одной форсунки. При наличии жалюзийного ограждения расстояние от форсунок до края бассейна должно быть не менее 4 м, а без жалюзи — не менее 7 м. В брызгальных бассейнах применяют центробежные тангенциальные или винтовые форсунки с выходными отверстиями диаметром 20—32 мм. При напоре перед ними 50—70 кПа производительность их изменяется в пределах 1,3—3,5 кг/с.

Плотность теплового потока брызгальных бассейнов составляет 1—4 кВт/м² при плотности орошения от 0,10 до 0,25 кг/(м². с). Потери от испарения и уноса капель достигают 3—5% от количества воды, циркулирующей в системе. Производительность бассейнов, применяемых для холодильных установок, составляет 30—300 кг/с.

Открытые градирни представляют собой устройства, в которых водоохлаждающий эффект достигается либо при разбрызгивании воды с помощью форсунок (брызгальные градирни), либо при орошении ею специальной поверхности (капельные градирни). В открытых градирнях циркуляция воздуха осуществляется в основном за счет силы ветра.

Брызгальная градирня (рис. X.2) является сборником воды, окруженным жалюзийным ограждением. Форсунки устанавливают на высоте 2—4 м над уровнем воды в поддоне. Увеличение этой высоты,

но лишь до определенного значения, интенсифицирует теплообмен и увеличивает охлаждение воды. Охлаждение воды после выхода из форсунки происходит наиболее интенсивно на начальном участке ее движения, чему способствуют высокая разность температур между водой и воздухом, а также начальная скорость капель. При достижении каплями воды установившейся скорости движения интенсивность теплообмена снижается. В связи с этим увеличивать высоту установки сопел более 4 м нецелесообразно.

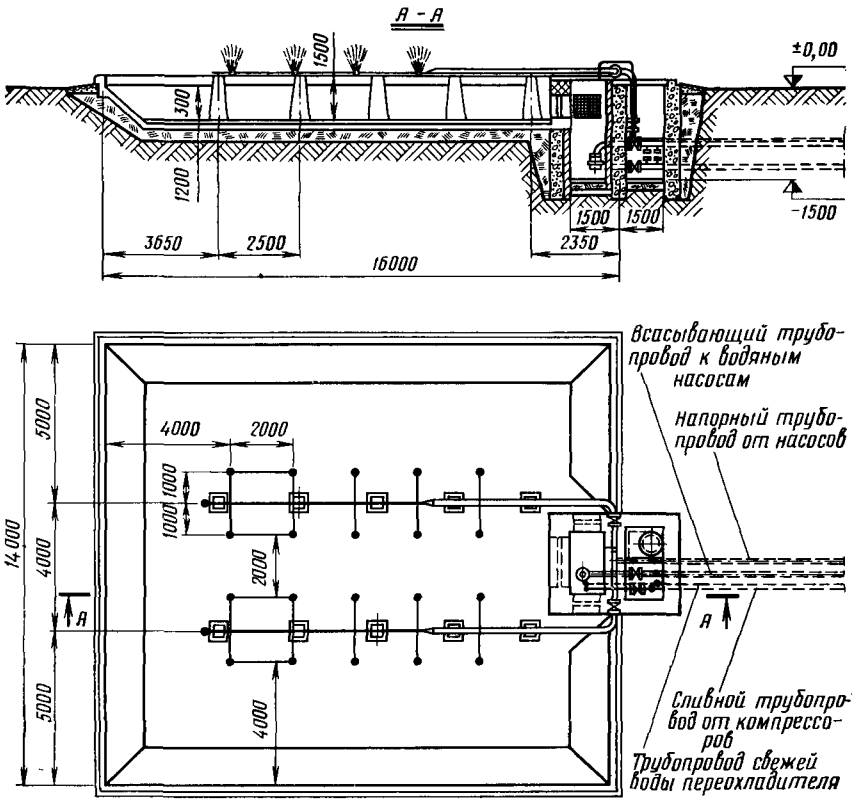


Рис. X.1. Наземный брызгальный бассейн.

Малые градирни (площадью до 6 м^2) имеют в плане форму квадрата. Более крупные — форму прямоугольника, меньшая сторона которого не превышает 5 м. Длинная сторона прямоугольной градирни располагается нормально к господствующему направлению ветра. Плотность теплового потока градирен составляет 5—20 кВт/м^2 при плотности орошения 0,5÷ 2 кг/м^{2}с. Подохлаждение воды достигает 2—4° С. Коэффициент охлаждения *и* брызгальных градирен определяется высотой установки сопел форсунок и составляет 0,5 — 0,6 для высоты 2 м и 0,8 — 0,9 — для высоты 4 м.

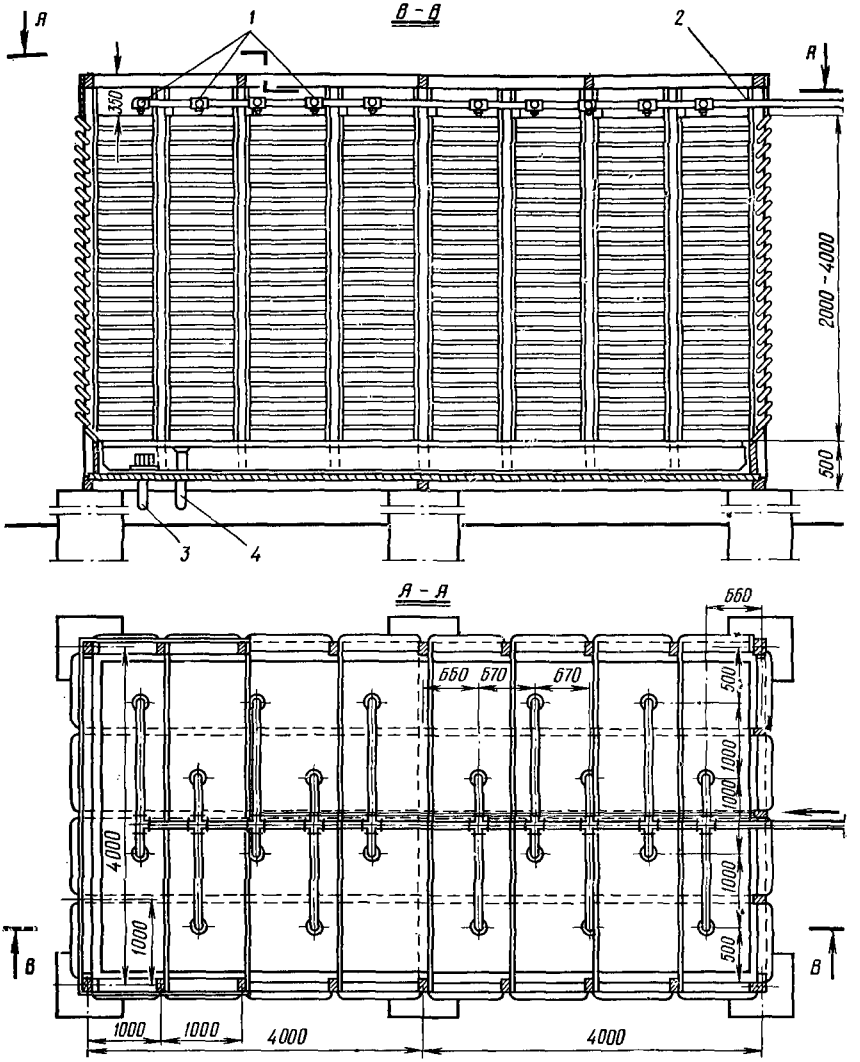


Рис. X.2. Брызгальная градирня:

1 — форсунки; *2* — труба для подвода теплой воды; *3* — труба для отвода охлажденной воды; *4* — переливной трубопровод.

Капельные градирни (рис. X.3) состоят из оросительного устройства, водораспределителя, жалюзийного ограждения и водосборного резервуара. Оросительное устройство (решетник) выполняют из деревянных брусков треугольного или прямоугольного сечения, укладываемых в 8—12 ярусов по высоте градирни на расстоянии 0,5 — 1,0 м друг от друга. Для того чтобы вся поверхность оросителя равномерно смачивалась, направление брусков в каждом ярусе

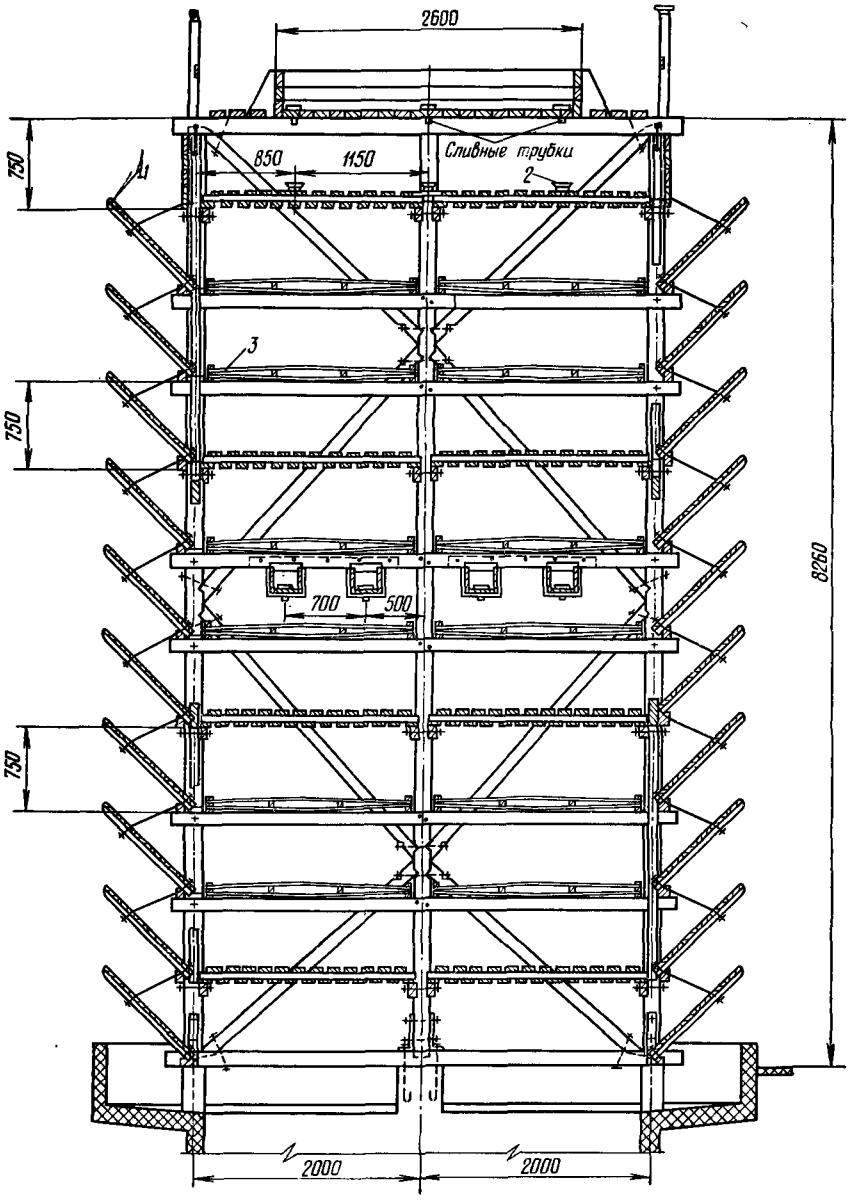


Рис. X.3. Капельная градирня:
1 — жалюзи; *2* — розетки; *3* — щит решетника.

изменяется на 90° по сравнению с соседними ярусами. Летом воду подают в верхнее оросительное устройство, зимой во избежание замораживания ее — в нижнее, расположенное в нижней части гра-

дирни. При подохлаждении воды до 5° С и изменении плотности орошения в пределах 0,7 — 1,6 кг/м²с плотность теплового потока достигает 25 кВт/м².

Вентиляторные градирни представляют собой водоохлаждающие устройства, в которых вода вступает в контакт с воздухом, подаваемым вентилятором.

Вентиляторные градирни включают в себя корпус, орошаемую насадку, водораспределительное устройство, каплеотделитель и вентилятор. По типу орошаемой насадки градирни бывают форсуночные, с кольцами Рашига, пленочные. В крупных пленочных градирнях в качестве оро-

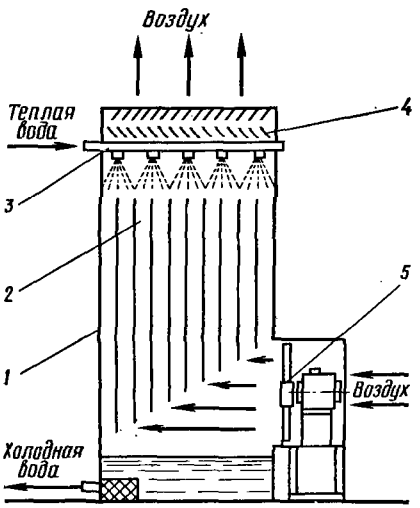


Рис. X.4. Вентиляторная градирня с нижним расположением вентилятора:

1 — кожух; *2* — орошаемая насадка; *3* — оросительное устройство; *4* — каплеотделитель; *5* — вентилятор.

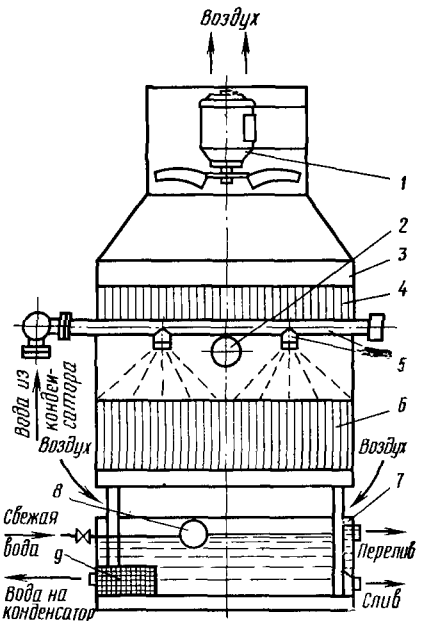


Рис. X.5. Вентиляторная градирня с верхним расположением вентилятора:

1 — вентилятор; *2* — смотровой люк; *3* — корпус; *4* — каплеотделитель; *5* — водораспределитель; *6* — насадка; *7* — резервуар охлажденной воды; *8* — поплавковое устройство; *9* — фильтр.

шаемой насадки используют деревянные или асбоцементные щиты, располагаемые на расстоянии 20—50 мм друг от друга. Насадку из деревянных брусков и колец Рашига из-за ее повышенного аэродинамического сопротивления используют реже.

В настоящее время наибольшее распространение получили пленочные градирни, насадки которых имеют регулярную структуру в виде коротких вертикальных каналов с эквивалентным диаметром 1,5—5 мм. В качестве материала для изготовления поверхности используют бумагу, пропитанную эпоксидной смолой, алюминиевую фольгу или пористую пластмассу. Такая конструкция насадки поз-

воляет в сравнительно малом объеме градирни разместить большую (до 1500—2000 м²/м³) равномерно орошаемую водой поверхность тепло- и массообмена.

Высокая интенсивность тепло- и массообмена в насадках с регулярной капиллярной структурой объясняется непосредственным воздействием потока воздуха на пограничный слой, сформировавшийся у поверхности канала.

Вентиляторные градирни выполняют с нижним (рис. X.4) и верхним (рис. X.5) расположением вентилятора.

Верхнее расположение вентиляторов более предпочтительно, так как при этом распределение воздуха по сечению градирни равномерное и уменьшает возможность его рециркуляции, которая приводит к повышению температуры и относительной влажности основного потока.

Для уменьшения уноса воды из градирни применяют, как правило, механические каплеуловители, представляющие собой сухие насадки, изготовленные из деревянных, пластмассовых либо металлических элементов. Принцип работы каплеуловителей основан на изменении направления потока воздуха, что несколько повышает аэродинамическое сопротивление, но обеспечивает снижение уноса влаги до 0,1% расхода охлаждаемой воды. Благодаря пленочному режиму течения воды и предотвращению ее уноса из аппарата, плотность орошения в таких градирнях может достигать 4—5 кг/(м²·с), что позволяет повысить плотность теплового потока до 60—80 кВт/м².

Водораспределение в градирнях реализуют с помощью форсунок либо устройств, работающих по принципу сегнерова колеса.

Для расчета вентиляторной градирни задают тепловой поток Q (в кВт), расход охлаждаемой воды $G_в$ (в кг/с) и параметры воздуха на входе в аппарат в самое жаркое время года.

В качестве нагнетателей используют низконапорные (150 — 200 кПа) вентиляторы осевого типа с относительно высоким (60% и более) коэффициентом полезного действия, которые подбирают по результатам полного аэродинамического расчета градирни.

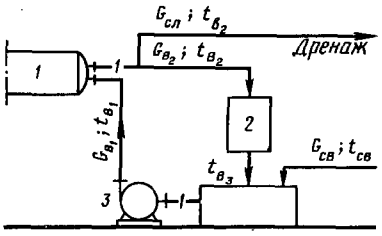


Рис. X.6. Принципиальная схема комбинированного охлаждения конденсатора с помощью градирни и свежей воды:

1 — конденсатор; *2* — градирня; *3* — насос.

Совместная работа водоохладителей с конденсаторами

При совместной эксплуатации водоохладителя и конденсатора холодильной установки возможно комбинированное охлаждение последнего. Так, при наличии запасов воды (артезианской) часть теплового потока, отводимого в конденсаторе, отдается воздуху в водоохлаждающем устройстве, а часть — воде, сбрасываемой в дренаж после выхода из конденсатора (рис. X.6).

Обычно вода насосом подается в конденсатор, а из него поступает в водоохлаждающее устройство. При этом в бак перед насосом или в поддон водоохлаждающего устройства добавляется небольшое количество воды для компенсации потерь от испарения, уноса и др.

При расчете комплекса, включающего конденсатор, водоохлаждающее устройство, а также источник свежей воды, возможны три случая: определяют расход свежей воды $G_{св}$ (в кг/с) с температурой $t_{св}$ (в °С), которую необходимо добавлять для достижения заданной температуры конденсации $t_к$ (в °С); находят температуру конденсации, которая установится при заданном расходе свежей воды; подбирают водоохлаждающее устройство, обеспечивающее необходимую температуру конденсации при заданных параметрах воздуха и конструкции конденсатора.

Во всех случаях расчета задают тепловой поток конденсатора Q (в кВт), расход воды, проходящей через конденсатор $G_в$ (в кг/с), температуру воздуха по влажному термометру $t_м$ (°С), температуру свежей добавляемой воды $t_{св}$ (в °С), площадь теплопередающей поверхности конденсатора F (в м^2), коэффициент теплопередачи конденсатора k (в кВт/м^2·К).

КОНДЕНСАТОРЫ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Конструкции конденсаторов

Конденсатор испарительного охлаждения (рис. X.7) представляет собой расположенный в кожухе пучок гладких или оребренных труб, орошаемый рециркулирующей водой и продуваемый воздухом. В целях экономии цельнотянутых труб поверхность конденсатора может быть составлена из листоканальных элементов.

Хорошо обтекаемый профиль панелей позволяет осуществлять тонкопленочное орошение. Малая толщина пленки обеспечивает ее высокую температуру и интенсивную тепло- и массоотдачу с поверхности панелей в воздух. Относительно низкие гидравлические сопротивления панельных поверхностей, как показали исследования С. Ю. Ларьяновского, позволяют увеличить скорость движения воздуха до 5 м/с, в результате чего увеличивается компактность аппарата и снижается его металлоемкость.

В гладкотрубных испарительных конденсаторах используют тру-

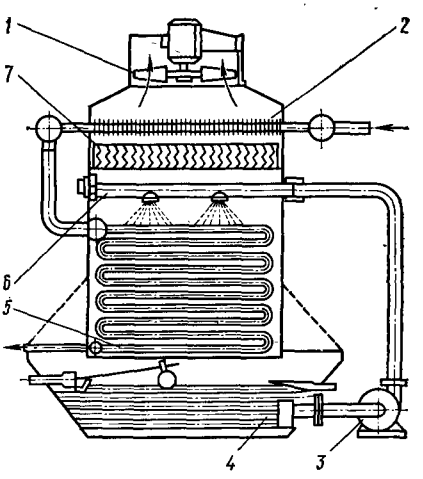


Рис. X.7. Конденсатор испарительного охлаждения:

1 — вентилятор; *2* — форконденсатор; *3* — насос; *4* — резервуар для воды; *5* — теплообменная поверхность; *6* — оросительное устройство; *7* — каплеотделитель.

бы малого диаметра, скомпонованные в виде тесных пучков, что позволяет увеличить их компактность. Так, компактность современного испарительного конденсатора ИК-125, выполненного из пучка труб диаметром 22 × 1,6 мм, втрое больше, а масса его вдвое меньше, чем у конденсаторов с трубами диаметром 38 × 3 мм.

Иногда для интенсификации теплообмена скорость воздуха в узком сечении повышают до 10 м/с. Это требует высокой степени отделения капель воды, чтобы не допускать выноса их за пределы аппарата.

Применение испарительных конденсаторов, выполненных из ребристых труб, требует обязательного смягчения и фильтрации воды, так как удаление «водяного камня» с таких поверхностей затруднено.

Свежая вода, восполняющая убыль циркулирующей воды от испарения и уноса воздухом, добавляется в поддон аппарата. На каждые 1000 кДж отводимой теплоты расход циркулирующей воды составляет 0,005—0,0075 кг/с, расход воздуха — 0,005 — 0,01 м³/с, расход свежей воды — 0,0001 — 0,0003 кг/с, а суммарный расход энергии на вентиляторы и насос 0,005 — 0,0075 кВт·ч.

Процесс теплопередачи, реализуемой в испарительном конденсаторе, включает в себя конденсацию паров хладагента; теплопроводность через стенку трубы и ребра; теплопроводность и конвекцию от поверхности труб и ребер к наружной поверхности пленки воды, покрывающей трубы и ребра; тепло- и массообмен между смоченной поверхностью и потоком воздуха. Наибольшее частное термическое сопротивление создается в зоне контакта воды и воздуха, поэтому температура воды во время работы конденсатора достаточно высока и приближается к температуре конденсации. Уменьшить это термическое сопротивление можно, увеличив скорость движения воздуха (обычно до 3—5 м/с), а также поверхность соприкосновения воды и воздуха (это достигается путем применения оребренных труб).

Расчет конденсаторов

При расчете испарительных конденсаторов обычно пользуются уравнением

$$(1/k') = (1/\alpha_a) + \sum (\delta_i/\lambda_i) + (1/\alpha_{пл}),$$

где k' — коэффициент теплопередачи между конденсирующимся хладагентом и пленкой, Вт/(м²·К); α_a — коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося хладагента к стенке трубы, Вт/(м²·К); $\alpha_{пл}$ — коэффициент теплоотдачи от трубы к пленке воды, Вт/(м²·К); $\Sigma \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ — суммарные термические сопротивления стенки трубы и загрязнений, м²·К/кВт.

Поскольку коэффициент теплопередачи k' не учитывает основное сопротивление теплопередаче на границе пленка воды — воздух, то площадь поверхности конденсатора F находят с помощью двух уравнений, определяющих тепловой поток от хладагента к воде

$$Q = k'F\left(t_к - t''_{пл}\right) \cdot 10^{-3} \qquad (X.3)$$

и от пленки к воздуху

$$Q = \alpha F \Delta i_{ср}. \qquad (X.4)$$

Здесь $t_к$ — температура конденсации, °С; $t''_{пл}$ — средняя температура пленки воды, °С; σ — коэффициент испарения, кг/(м²·с); $\Delta i_{ср}=\dfrac{i_2-i_1}{\ln[(i''_{пл}-i_1)/(i''_{пл}-i_2)]}$ — среднелогарифмическая разность энтальпий, кДж/кг.

Энтальпию воздуха на выходе из аппарата можно определить по зависимости

$$i_2 = i_1 + Q/G,$$

где Q — тепловой поток конденсатора, кВт; G — расход воздуха в аппарате, кг/с.

Энтальпию насыщенного воздуха $i''_{пл}$ можно найти по средней температуре пленки воды $t''_{пл}$. В свою очередь температуру $t''_{пл}$ находят методом подбора или графическим методом (рис. X.8), решая систему уравнений (X.3) и (X.4).

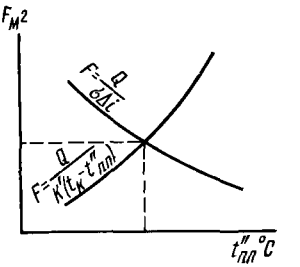


Рис. X.8. К расчету испарительного конденсатора.

Особенности процесса испарения воды с поверхности пленки затрудняют установление общего коэффициента теплопередачи аппарата и усложняют расчет. Если принять в качестве движущей силы тепло- и массообмена разность средних температур пленки воды и воздуха по влажному термометру, сопротивление «сухому» и «влажному» теплообмену можно выразить одной величиной $1/\alpha_{пр}$ и упростить расчет.

В частности, в расчете испарительного конденсатора из оребренных труб предложено С. Г. Чуклиным применять для характеристики наружного тепло- и массообмена приведенный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{пр} = (\alpha_к / c'_p)\,[(i''_{пл} - i')/(t''_{пл} - t')],$$

здесь $\alpha_к$ — коэффициент теплоотдачи конвекцией, кВт/(м²·К); c'_p — удельная теплоемкость влажного воздуха, кДж/(кг·К); i' — средняя энтальпия воздуха в аппарате, кДж/кг.

Коэффициент теплопередачи аппарата в этом случае рассчитывается на основании приведенного коэффициента теплоотдачи и коэффициента теплоотдачи со стороны конденсирующегося хладагента

$$k = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_{пр}} + \sum \dfrac{\delta_i}{\lambda_i} + \dfrac{1}{\alpha_а}}.$$

Площадь поверхности теплообмена F(в м²) определяют по уравнению $F = Q/k\Theta$, где

$$\theta = \frac{t'_2 - t'_1}{\ln \dfrac{t_к - t'_1}{t_к - t'_2}},$$

здесь t'_1 и t'_2 — соответственно температура воздуха по мокрому термометру на входе в аппарат и на выходе из него.

КОНДЕНСАТОРЫ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Переход к воздушному охлаждению конденсаторов является важнейшей задачей современной холодильной техники, так как в настоящее время для промышленного производства в СССР используется $^1/_3$ всех водных ресурсов. Применение воздуха в качестве теплоотводящей среды конденсаторов позволяет резко сократить расходы воды и улучшить экологический баланс естественных водоемов. Широкому распространению воздушного охлаждения способствуют значительное сокращение стоимости изготовления и увеличение срока службы воздушных конденсаторов, удорожание стоимости охлаждающей воды, уменьшение степени загрязнения теплообменной поверхности.

Конденсаторы воздушного охлаждения в настоящее время применяют в нефтеперерабатывающей промышленности для конденсации технологических продуктов, в химической — для конденсации продукционного аммиака, в холодильных установках — для конденсации хладагента (или смесей хладагентов).

Конденсаторами воздушного охлаждения могут быть укомплектованы компрессионные холодильные машины, использующие поршневые, ротационные, винтовые компрессоры и турбокомпрессоры, а также абсорбционные и резорбционные холодильные машины.

В зависимости от хладагента конденсаторы подразделяются на аммиачные, пропановые и хладоновые.

По величине теплового потока, отводимого в процессе конденсации, аппараты воздушного охлаждения можно разделить на мелкие (до 60 кВт), средние (до 1 МВт) и крупные (3 МВт и более). Крупные конденсаторы могут состоять из двух секций: секции снятия перегрева и секции конденсации.

По принципу работы аппаратов воздушного охлаждения в период «пиковых» нагрузок (при высоких температурах наружного воздуха) конденсаторы можно разделить на две группы: с обработкой воздуха перед входом в трубный пучок путем увлажнения с целью адиабатного охлаждения и без обработки воздуха. Кроме того, возможна параллельная работа аппаратов воздушного и водяного охлаждения.

Воздушный конденсатор представляет собой пучок оребренных труб, омываемых воздухом при естественной или вынужденной циркуляции его; воздух отводит тепло конденсации хладагента в окружающую среду.

Конструкции конденсаторов

Компоновка теплообменных секций трубного пучка (батарей) может быть горизонтальной и вертикальной. Трубы желательно располагать горизонтально с небольшим уклоном в сторону движения сконденсированного агента. Теплообменные элементы (трубы) собирают в секции при помощи трубных досок, коллекторов и змеевиков. Расположение нагнетателей воздуха (вентиляторов) по отношению к теплообменной поверхности можно предусматривать нижнее, верхнее и боковое.

Учитывая высокую интенсивность теплообмена со стороны конденсирующегося хладагента, наружную поверхность стараются максимально развивать, доводя коэффициент оребрения до 20÷40.

В настоящее время в промышленности для крупных холодильных установок освоен выпуск конденсаторов с следующим типом оребрения: накатными ребрами, литыми ребрами, пластинчатыми ребрами. Форму ребра выбирают исходя из необходимой тепловой эффективности аппарата и технологичности производства.

Во ВНИИнефтемаше создан ряд конденсаторов площадью поверхности от 100 до 20 000 м², в которых используют биметаллические трубы, состоящие из стальной трубы диаметром 25 × 2 мм и насаженной на нее алюминиевой трубы с толщиной стенки 8 мм. В результате накатки из алюминиевой трубы образуют оребренную поверхность с коэффициентом оребрения 9 и 14,6.

Поверхности из литых ребер, предложенные В. П. Чепурненко, представляют собой биметаллические элементы. Основой для их изготовления служит стальная трубка, на внешней стороне которой способом литья под давлением создают оребренную поверхность с заданными геометрическими характеристиками, из которых в последующем набираются поверхности воздушных конденсаторов (табл. X.2). Конденсатор для аммиака (образец № 5, табл. X.2) показан на рис. X.9.

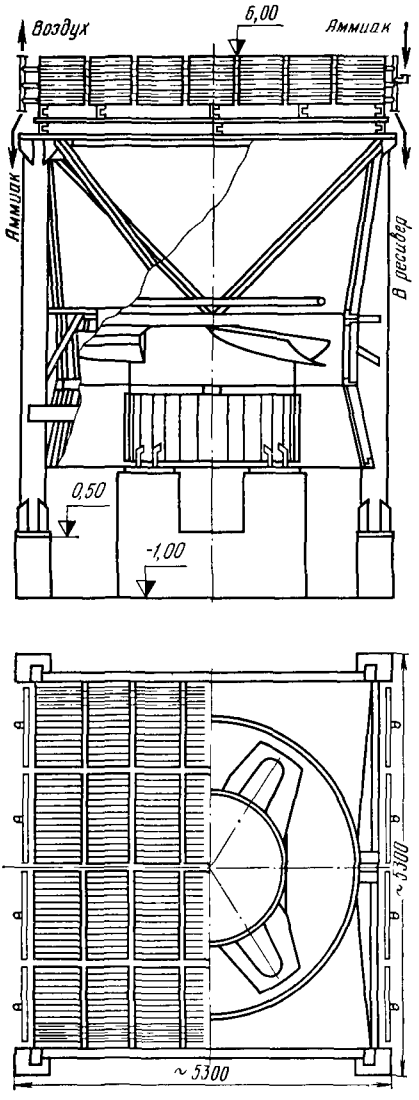


Рис. X.9. Конденсатор с воздушным охлаждением.

Для создания циркуляции воздуха через пучок используют низконапорные вентиляторы с диаметром рабочих колес от 1 до 20 м, а производительность крупных образцов достигает 800—1000 кг/с при напоре 10—150 Па.

Компоновка теплообменной поверхности и вентилятора может быть выбрана в зависимости от площади поверхности. Для больших

Таблица X.2

Номер образца	Тепловая нагрузка, кВт	Площадь поверхности теплообмена, м²	Компоновка пучка				Масса аппарата, т
			шаг, м		число труб		
			поперечный	продольный	по высоте	по ширине	
1	600	2580	0,114	0,114	5	42	16,0
2	75	300	0,110	0,095	6	8	0,4
3	780	3680	0,085	0,075	5	60	17,7
4	3000	15600	0,084	0,072	6	186	36,6
5	570	2100	0,114	0,114	4	42	15,0
6	765	3000	0,114	0,114	5	44	20,0
7	735	3760	0,088	0,075	7	45	20,0
8	360	1410	0,085	0,082	5	36	8,5

и средних аппаратов целесообразно воздух просасывать через теплообменную поверхность, т. е. вентилятор устанавливать после пучка труб конденсатора. Для малых аппаратов расположение вентилятора по отношению к поверхности принципиально не играет роли с точки зрения теплообмена, поэтому способ расположения вентилятора следует выбирать в зависимости от гидравлической характеристики вентилятора и удобства эксплуатации.

Скорость воздуха в пучках оребренных труб составляет 5—10 м/с. В зависимости от температурных условий расход воздуха регулируют путем изменения частоты вращения либо угла наклона лопастей рабочего колеса вентилятора.

При повышении температуры воздуха свыше расчетной и в период пиковых тепловых нагрузок осуществляют дополнительно подохлаждение воздуха перед теплообменной поверхностью путем введения в поток воды. Для этой цели применяют форсунки либо другие разбрызгивающие устройства, например дисковые диспергаторы воды. Последний представляет собой горизонтальную вращающуюся ($n = 60$ с$^{-1}$) пластину диаметром 0,4—0,6 м, в центральную часть которой подается вода. При работе такого устройства получают капли воды практически любых размеров, при этом достигается полное усвоение влаги воздухом и предотвращается попадание ее на поверхность теплообмена.

Подобные устройства устанавливают перед теплообменной поверхностью конденсатора на расстоянии 1,0—1,5 м от пучка труб.

Эффективность процесса тепло- и массообмена при обработке воздуха в таком устройстве оценивают с помощью коэффициента

$$\varepsilon = (t_1 - t_2)/(t_1 - t_2'),$$

где t_1 — начальная температура воздуха по сухому термометру, °С; t_2 и t_2' — конечные температуры обрабатываемого воздуха по сухому и мокрому термометрам, °С.

Зависимость коэффициента ε от степени орошения B выражается формулой $\varepsilon = 3{,}1\ B^{0{,}36}$.

Расчет конденсаторов

Расчетную температуру наружного воздуха следует выбирать в соответствии с климатическими зонами. Расчетные температуры наружного воздуха вычисляют по формуле

$$t_1 = t_{ср} + 0{,}125 t_{max},$$

где $t_{ср}$ — среднемесячная температура самого жаркого месяца, °С; t_{max} — максимальная температура воздуха в данной местности, °С.

В конденсаторах реализуются три стадии теплового процесса: охлаждение (снятие перегрева) пара до температуры насыщения (конденсации), конденсация паров хладагента и охлаждение жидкого хладагента, поэтому при расчете рекомендуют разделять аппарат на три условные зоны и пользоваться значениями трех средних температурных напоров.

Средний температурный напор при снятии перегрева (в °С)

$$\Delta t_{п} = \frac{(t_{а} - t_{п}) - (t_{к} - t_{1})}{\ln \dfrac{t_{а} - t_{п}}{t_{к} - t_{к1}}},$$

где $t_{а}$ и $t_{к}$ — соответственно температуры хладагента после выхода из компрессора и конденсации хладагента, °С; t_{1} и $t_{п}$ — расчетная температура наружного воздуха и температура потока воздуха на выходе из секции снятия перегрева, °С.

Средний температурный напор при конденсации

$$\Delta t_{к} = \frac{(t_{к} - t_{п}) - (t_{к} - t_{2})}{\ln \dfrac{t_{к} - t_{п}}{t_{к} - t_{2}}},$$

где $t_{п}$ — температура воздушного потока на входе в секцию конденсации, равная температуре воздуха на выходе из секции снятия перегрева, °С; t_{2} — температура воздуха на выходе из секции конденсации, °С.

Средний температурный напор при охлаждении жидкого хладагента, °С

$$\Delta t_{охл} = \frac{(t_{к} - t_{3}) - (t_{ж} - t_{2})}{\ln \dfrac{t_{к} - t_{3}}{t_{ж} - t_{2}}},$$

где $t_{ж}$ — температура жидкого хладагента после конденсатора, °С; t_{3} — температура воздушного потока на выходе из секции охлаждения, °С.

Подогрев воздуха в конденсаторе, характеризуемый разностью температур $t_{3} - t_{1}$, зависит от типа вентилятора и может быть определен из выражения

$$Q = Gc_{p}(t_{3} - t_{1}),$$

где G — массовый расход воздуха, определяемый по характеристике вентилятора, кг/с; Q — тепловой поток конденсатора, определяемый по тепловому балансу холодильной машины, кВт.

Если массовый расход воздуха неизвестен, то следует задаться величиной подогрева воздуха.

Это значение принимают равным 3—8°С.

Температуру конденсации следует принимать на 3—8°С выше температуры воздуха на выходе из аппарата.

Тепловой поток конденсатора

$$Q = G_a \Delta i_к,$$

здесь G_a — массовый расход хладагента, кг/с.

Тепловые потоки в условно принятых зонах конденсатора рассчитывают из следующих соотношений:

$$Q_п/Q = (i_2 - i_3)/(i_2 - i_5); \quad Q_к/Q = (i_3 - i_4)/(i_2 - i_5);$$

$$Q_{ох}/Q = (i_4 - i_5)/(i_2 - i_5),$$

где i_2 — энтальпия перегретых паров в конце процесса сжатия на выходе из компрессора, кДж/кг; i_3 — энтальпия паров аммиака на линии насыщения при температуре конденсации, кДж/кг; i_4 — энтальпия жидкого аммиака на линии насыщения, кДж/кг; i_5 — энтальпия жидкого аммиака на выходе из конденсатора, кДж/кг.

Тепловой поток

$$Q = Q_0 + N_i,$$

где Q_0 — холодопроизводительность компрессора, кВт; N_i — индикаторная мощность компрессора, кВт.

Вычисляют значения подогрева воздуха в зонах охлаждения паров, конденсации, охлаждения жидкости, т. е. определяют t_1, t_2 и t_3.

$$t_1 - t_п = Q_п/c_p G; \quad t_2 - t_1 = Q_к/c_p G;$$
$$t_2 - t_3 = Q_{ох}/c_p G.$$

Значение теплоемкости воздуха c_p принимают при средних температурах воздуха.

Определяют общую площадь поверхности конденсатора

$$F_к = Q \cdot 10^3/q_н,$$

где $q_н$ — плотность теплового потока, отнесенная к наружной теплообменной поверхности, Вт/м²; $q_н = 200 \div 300$ Вт/м².

Тогда общая длина L (в м) оребренных труб составит

$$L = F_к/f,$$

где f — площадь наружной поверхности 1 м оребренной трубы, м².

Общее количество труб теплообменного аппарата

$$n = L/A,$$

где A — длина оребренной части трубы, практически равная длине аппарата, м.

Количество рядов труб конденсатора по ходу воздушного потока

$$z = n/n_1,$$

где $n_1 = \dfrac{B - D}{S_1} + 1$ — количество труб в одном ряду (по ширине аппарата).

Здесь B — ширина аппарата, м; S_1 — поперечный шаг труб в пучке, м; D — диаметр ребра, м.

Живое сечение аппарата

$$F_{ж.с} = AB - (An_1 d + 2An_1 n_2 h\delta_{ср}) = A[B - n_1(d + 2n_2 h\delta_{ср})],$$

где n_2 — количество ребер на 1 м трубы; d — диаметр трубы у основания ребра, м; h — высота ребра, м; $\delta_{ср}$ — средняя толщина ребра, м.

Скорость w, м/с, воздушного потока в живом сечении аппарата

$$w = V/F_{ж.с} = G/\rho F_{ж.с}, \qquad (X.6)$$

где V — объемный расход воздуха, м³/с; ρ — плотность воздуха при средней температуре, кг/м³.

Проведенные расчеты геометрических характеристик конденсатора должны уточняться после проверки величин, которыми задавались в расчете, и определения значений коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха с учетом конструкции аппарата и его элементов, а также скорости движения воздуха. Коэффициент теплоотдачи при охлаждении пара (I зона) и переохлаждении жидкости (III зона) считают для случая движения жидкости внутри труб в зависимости от режима течения.

Коэффициент теплопередачи соответствующих зон [в Вт/(м²·К)]

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_a}\beta},$$

где α и α_a — коэффициент теплоотдачи с внешней и внутренней сторон соответственно; β — коэффициент оребрения; $\Sigma\frac{\delta_i}{\lambda_i}$ — сумма термических сопротивлений стенки трубы и загрязнений, м²·К/Вт; δ_i — толщина стенки трубы либо слоя загрязнения, м; λ_i — теплопроводность стенки либо слоя загрязнения, Вт/(м·К).

Необходимую площадь поверхности находят для каждой зоны отдельно и затем суммируют.

Площадь теплообменной поверхности (в м²) соответствующих зон $F_i = Q/k\Delta t$. Тогда полная общая поверхность аппарата $F = \Sigma F_i$. Полученное значение $F_{конд}$ увеличивают на 12—15%.

Определяют расчетное значение удельной тепловой нагрузки, отнесенной к наружной поверхности $q_н^{расч} = Q \cdot 10^3/F$ и сравнивают ее с принятой в начале расчета. Расхождение не должно превышать 5%.

Определяют общую длину оребренных труб L, количество труб n, количество рядов труб по ходу воздушного потока z и площадь минимального живого сечения аппарата $F_{ж.с}$.

Затем находят действительное значение расчетной скорости воздуха в аппарате $w_{расч} = V/F_{ж.с}$ и сравнивают его с принятым. Расхождение не должно превышать 5%.

Аэродинамическое сопротивление спроектированного пучка ребристых труб рассчитывают по критериальной зависимости

$$Eu = 2{,}7 z_p Re^{-0{,}33} (s_1/d)^{1{,}3} (s_2/d)^{-0{,}8},$$

где $Eu = \frac{\Delta p}{\rho w_{расч}^2}$ — критерий Эйлера; Δp — аэродинамическое сопротивление теплообменной поверхности.

Полное аэродинамическое сопротивление аппарата (в Па)

$$H = \Delta p + \Delta p_м + \Delta p_с,$$

где $\Delta p_м$ — местные сопротивления входа, выхода, сужений, поворотов воздушного потока и т. д.

$$\Delta p_м = \sum \xi_i \omega^2 \rho / 2,$$

ξ_i — коэффициенты местных сопротивлений; $\Delta p_с$ — аэродинамическое сопротивление самотяги

$$\Delta p_с = (\rho_1 - \rho_3) h_0 g,$$

здесь ρ_1 и ρ_3 — значения плотности воздуха при температурах его t_1 и t_3 в начале и конце процесса теплообмена соответственно, кг/м^3; h_0 — высота трубного пучка, м; g — ускорение свободного падения, м/с^2.

При укрупненных расчетах H определяют, увеличивая значение Δp на 10%.

Мощность, необходимая на привод вентилятора, кВт

$$N_а = (VH/\eta_р \eta_э \eta_в) \cdot 10^{-3},$$

здесь $\eta_р$, $\eta_э$ и $\eta_в$ — коэффициенты полезного действия редуктора, электродвигателя и вентилятора.

ВЫБОР КОНДЕНСАТОРА

Общим критерием оценки целесообразности применения того или иного конденсатора служат удельные приведенные затраты.

Для примера рассмотрен конденсатор с тепловым потоком 1000 кВт, включающий в себя конденсатор и вспомогательное оборудование.

Характеристики сопоставляемого оборудования приведены в табл. X.3.

Удельные приведенные затраты

$$П_з = (Э + eK)/Ex_0,$$

где $Э$ — годовые эксплуатационные затраты, руб./год; e — нормативный коэффициент (принято $e = 0{,}15$); K — капитальные затраты, руб.

$$Э = Э_{эл} + Э_в + Э_а + Э_р,$$

$Э_{эл}$ — годовые расходы на электроэнергию, руб./год.

$$Э_{эл} = s_{эл} N \tau,$$

$s_{эл}$ — стоимость 1 кВт·ч, руб./(кВт·ч); N — мощность нагнетателя воздуха, кВт; τ — число часов работы оборудования в течение года, ч; $Э_в$ — годовые расходы на воду, руб./год.

$$Э_в = s_в G_в \tau,$$

$s_в$ — стоимость 1 м^3 воды, руб./м^3; $G_в$ — расход воды, м^3/ч; $Э_а$ — амортизационные отчисления от капиталовложений, руб./год.

$$K = K_т + K_н + K_г, \quad Э_а = Ka.$$

$K_т$ — капиталовложения в теплообменник, руб.; $K_н$ — капиталовложения в нагнетательные устройства (насосы и вентиляторы), руб.; $K_г$ — капиталовложения в градирню, руб.; a — норма амортизационных отчислений, %; нор-

Таблица X.3

Показатели	Охлаждение		
	водяное	испарительное	воздушное
Конденсатор			
Марка и тип	140 КТГ	ИК-125	С биметаллической литой поверхностью
Площадь поверхности, м²	140	150	4200
Масса, кг	5330	9000	9300
Количество, шт.	2	4	1
Стоимость, руб.	2429	6980	26500
Водяные насосы			
Марка	4К-8	3К-6А	—
Производительность, кг/с	25	12,5	—
Мощность электродвигателя, кВт	14	5,5	—
Масса, кг	341	115	—
Количество, шт.	3	4	—
Стоимость, руб.	224	105	—
Нагнетатель воздуха (вентилятор)			
Марка	06-320 № 12	ЦЧ-70 №10	2ВГ-50
Производительность, м³/с	11	6	130
Мощность электродвигателя, кВт	2,3	4,0	30,0
Масса, кг	167	610	5500
Количество, шт.	4	8	1
Стоимость, руб.	Учтено в стоимости градирни	230	6470
Вентиляторная градирня			
а) поверхность охлаждения, м²	16	—	—
б) количество, шт.	7	—	—
в) стоимость (с учетом вентиляторов), руб.	3090	—	—
Общие капиталовложения	27160	30180	35200

Примечание. Монтажные работы учтены в стоимости оборудования.

му амортизационных отчислений на оборудование принимают равной 9,2 % при водяном и испарительном охлаждениях и 5% — при воздушном; $Э_р$ — расходы на текущий ремонт и содержание оборудования, руб./год.

$$Э_р = K\beta.$$

β — отчисления на текущий ремонт и содержание оборудования, %; отчисления на текущий ремонт принимают равными 5,85 и 1%; E_{x_0} — эксергетическая, или приведенная производительность, кВт

$$E_{x_0} = Q_0 [1 - (T_{о.с}/T_{ср})],$$

где Q_0 — холодопроизводительность установки, кВт; $T_{о.с}$ — абсолютная тем-

Таблица X.4

Статьи затрат	Стоимость воды, коп./м³														
	10,0			0,6			1,8			3,0			4,0		
	Стоимость электроэнергии, коп./кВт														
	3,0			1,3			2,2			1,0			2,0		
	Виды охлаждения														
	водяное	испарительное	воздушное	водяное	испарительное	воздушное	водяное	испарительное	воздушное	водяное	испарительное	воздушное	водяное	испарительное	воздушное
$Э$, тыс. руб.	27,7	17,87	9,84	13,58	10,16	5,63	23,54	14,72	7,86	11,9	8,95	4,89	19,3	13,29	7,36
В том числе:															
$Э_в$	2,00	10,37	—	0,12	0,02	—	3,60	0,68	—	0,60	0,11	—	0,80	0,15	—
$Э_{эл}$	21,0	12,96	7,43	9,36	5,60	3,22	15,84	9,50	5,45	7,2	4,30	2,48	14,4	8,60	4,95
$Э_а$	2,5	2,78	2,06	2,50	2,78	2,06	2,50	2,78	2,78	2,5	2,78	2,06	2,5	2,78	2,06
$Э_р$	1,6	1,76	0,35	1,60	1,76	0,35	1,60	1,76	0,35	1,6	1,76	0,35	1,6	1,76	0,35
$П_з$, тыс. руб.	31,8	22,4	15,12	17,65	14,69	10,91	27,61	19,25	13,14	15,97	13,48	10,17	23,27	17,82	12,64
$П_з$, руб./кВт	516	363	249	286	238	180	448	312	216	259	219	168	379	289	209

пература окружающей среды, К; $T_{ср}$ — абсолютная средняя температура охлаждаемого технологического продукта (рассола), К.

Результаты расчетов сведены в табл. X.4.

Необходимо иметь в виду, что аппараты с воздушным охлаждением для конденсации хладагента применяют преимущественно в местах, где остро ощущается дефицит воды или используемая вода содержит большое количество солей и других примесей, а также в районах, где стоимость 1 м^3 воды превышает более чем вдвое среднюю стоимость 1 кВт·ч электроэнергии.

Глава XI
ПРОЕКТИРОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

ОБОСНОВАНИЕ ОБЪЕМНО-ПЛАНИРОВОЧНЫХ РЕШЕНИЙ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ

При проектировании холодильных сооружений руководствуются документами, изданными Госстроем СССР, в которых описаны нормы проектирования холодильников, строительные нормы и правила, рекомендации по типовому проектированию промышленных предприятий.

Проект холодильника разрабатывают на основе задания на проектирование, технико-экономического обоснования и инженерных изысканий.

В задании на проектирование описаны район, пункт, площадка строительства, указаны намечаемые сроки строительства, определены размеры и вместимость камер хранения при нулевых и отрицательных температурах, производительность морозилок и производственных цехов, установлены основные источники обеспечения предприятий водой, теплом, газом, электроэнергией, приведены мероприятия по очистке и сбросу сточных вод, описаны также основные технологические процессы, размер капитальных вложений, ожидаемые технико-экономические показатели, определены стадийность и сроки проектирования.

При технико-экономическом обосновании строительства холодильника устанавливают экономическую и хозяйственную необходимость проектирования и строительства холодильника, выбирают место строительства, мощность предприятия, рассчитывают основные технико-экономические показатели объекта, сопоставляют эти показатели с такими же показателями лучших отечественных и зарубежных предприятий, а также сравнивают их с нормативными.

Инженерные изыскания позволяют установить техническую возможность предполагаемого строительства в данном месте. Площадку для строительства выбирают проектная и изыскательская организации (по возможности вблизи населенного пункта, источника водоснабжения, энергоснабжения и сброса сточных вод). От правильного выбора земельного участка и расположения холодильника зависят размеры первоначальных капитальных затрат на строительство и расходы по эксплуатации.

В последние годы в населенных пунктах сооружают промышленные зоны, включающие в себя различные предприятия независимо от ведомственного подчинения. Эти промышленные зоны имеют общие для всех предприятий объекты вспомогательных производств, хозяйств и инженерные коммуникации. В состав таких промышленных зон включают, как правило, и холодильники. В этом случае капитальные вложения используются более эффективно и сокращаются затраты на инженерные изыскания.

Проектирование холодильных предприятий может осуществляться в две стадии. Первая стадия — создание технического проекта, вторая — составление рабочих чертежей. При использовании типовых и повторно применяемых проектов проектирование ведется путем разработки технорабочего проекта (технический проект, совмещенный с рабочими чертежами).

В техническом проекте должны быть решены основные вопросы проекта, такие, как разработка генерального плана и технологического процесса проектируемого производства, расчеты и выбор оборудования, обеспечение исходным сырьем, материалами, энергией, водой и другими ресурсами, объемно-планировочные, разработка архитектурных и конструктивных решений основных зданий и сооружений, выбор систем автоматизации производства, обеспечение производства кадрами, организация и экономика производства, анализ технико-экономических показателей и наличия рабочей силы в данной промышленной зоне.

В объем технического проекта входят вопросы организации строительства и обеспечения его сроков. Стоимость строительства определяют на основе сметы.

В соответствии с утвержденным техническим проектом выполняют вторую стадию проекта — рабочие чертежи. На стадии рабочего проектирования осуществляют уточнение и детализацию технических решений, которые позволяют вести строительно-монтажные работы.

Важным является при этом согласование типов строительных конструкций и изоляционных материалов, подтверждение заказчиком марок технологического и другого оборудования.

В технорабочем проекте решают те же вопросы, что и при проектировании в две стадии, но для сокращения продолжительности проектирования и объема проектных материалов в технорабочем проекте необходимо приводить только те материалы, которых нет в типовых и повторно применяемых проектах.

Каждый тип холодильника имеет особенности, которые следует учитывать при их проектировании (см. главу I «Общие сведения о холодильниках»).

Этажность холодильников устанавливают в зависимости от их вместимости, назначения и размеров строительства. При этом стараются по возможности максимально снизить капитальные и эксплуатационные затраты. Размещают холодильники в соответствии со схемами развития экономических районов и на основании технико-экономического обоснования.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВМЕСТИМОСТИ ХОЛОДИЛЬНИКА

Вместимость холодильника считают по охлаждаемому объему камер.

Вместимость холодильников с учетом хранения в них различных по плотности грузов определяют в тоннах условного груза (условная вместимость). Рассчитывают вместимость холодильника раздельно по камерам хранения охлажденных грузов (включая камеры хранения охлажденного мяса) и по камерам хранения мороженых грузов.

При расчете камер предварительного охлаждения фруктов холодильников в системе сельского хозяйства их условно считают камерами хранения, а вместимость их исчисляют в тоннах условного груза.

Камеры хранения охлажденного мяса, оборудованные подвесными путями, учитывают при расчете вместимости холодильника в целом. Условную вместимость их определяют при условии полной загрузки подвесных путей. Камеры охлаждения и замораживания, а также другие охлаждаемые помещения, не предназначенные для хранения скоропортящихся грузов (экспедиции, накопительные отделения, льдохранилища, разгрузочные и загрузочные при камерах замораживания, камеры созревания сыров и пр.), при определении вместимости холодильников не учитываются. Охлаждаемый строительный объем холодильника

$$V_{охл} = V_{кмг} + V_{ког} + V_{ком},$$

где $V_{кмг}$, $V_{ког}$, $V_{ком}$ — охлаждаемый строительный объем соответственно камер хранения мороженых грузов, камер хранения охлажденных грузов, камер хранения охлажденного мяса, оборудованных подвеснымн путями, м³.

Охлаждаемый строительный объем камеры хранения

$$V_к = F_c h_c,$$

где F_c — строительная площадь камеры, м²; h_c — строительная высота камеры, м.

Строительная площадь камеры F_c равна площади пола и определяется по формуле $F_c = lb$, где l — длина камеры, м; b — ширина камеры, м.

В камерах с горизонтальными потолками строительную высоту h_c принимают равной расстоянию от пола до потолка, в камерах с переменной высотой потолка — средней между минимальной и максимальной высотой от пола до потолка.

Так как плотность хранимых грузов различна, вместимость холодильника вычисляют в тоннах условного груза. Условным грузом считают мясо в полутушах при норме загрузки камеры хранения 0,35 т/м³ и камеры охлаждения или замораживания 0,25 т на 1 м подвесного пути. Вместимость холодильника, вычисленную в тоннах условного груза, называют условной вместимостью.

Условная вместимость холодильника

$$E_x = E_{кмг} + E_{ког} + E_{ком},$$

где $E_{кмг}$, $E_{ког}$, $E_{ком}$ — соответственно условная вместимость камер хранения мороженых грузов, охлажденных грузов, камер хранения охлажденного мяса, оборудованных подвесными путями, т.

Условная вместимость камер хранения

$$E_{кмг} = E_{ког} = 0{,}35V_г,$$

где $V_г$ — грузовой объем камеры хранения мороженых или охлажденных грузов, м³.

Условная вместимость камер хранения охлажденного мяса, оборудованных подвесными путями,

$$E_{ком} = 0{,}25L,$$

где L — грузовая длина подвесных путей без учета распределительных путей со стрелками, м.

Грузовой объем камеры хранения

$$V_г = F_г h_г,$$

где $F_г$ — грузовая площадь камеры, м²; $h_г$ — грузовая высота, м.

Грузовая площадь камеры хранения

$$F_г = F_с - \sum f,$$

где $F_с$ — строительная площадь камеры, м²; Σf — сумма площадей, занятых внутренними и пристенными колоннами, пристенными батареями, напольными воздухоохладителями, тамбурами (при этом учитывают отступы штабеля от оборудования и стен камеры, ширину грузового проезда и размер площадок для маневрирования погрузчиков), м².

Ширину отступов от гладкой стены, пристенных колонн, батарей, напольных воздухоохладителей до штабеля следует принимать равной 0,3 м. Для всех камер холодильников при механизированной укладке грузов ширину грузового проезда принимают равной 1,6 м. В камерах площадью до 100 м² грузовой проезд не предусматривают. При ширине камер 12 и 18 м оставляют один проезд, при ширине свыше 18 м — на каждые два пролета (по 6 м) предусматривают один проезд.

Непосредственно за грузовой дверью в камерах целесообразно оставлять площадку для маневрирования погрузчиков размером 3,5 × 3,5 м.

Грузовая высота $h_г$ камер хранения с горизонтальными потолками отсчитывается от поверхности пола до верха штабеля.

Отступы от строительных конструкций и холодильного оборудования составляют:

а) для многорядных потолочных батарей, расположенных над проездом, — 0,2 м от верхнего ряда труб до гладкого потолка или до низа балок;

б) для однорядных потолочных батарей — 0,3 м от низа батарей до потолка;

в) при наличии воздушных каналов — 0,3 м от низа каналов до потолка или 0,2 м до низа балок, если они выступают ниже каналов;

г) при наличии подвесных воздухоохладителей — 0,3 м от потолка до их нижней части.

В камерах с универсальным температурным режимом, оборудованных подвесными путями, грузовую высоту принимают с учетом отступа штабеля от подвесных путей на 0,2 м.

ОСНОВНЫЕ ПЛАНИРОВОЧНЫЕ РЕШЕНИЯ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Выбор планировки холодильника является одним из узловых моментов проектирования. При выполнении планировки решают ряд комплексных задач: архитектурно-строительные, технологическо-холодильные, энергетические, механизации грузовых работ и др.

При разработке планировки приходится учитывать большое число различных факторов, что затрудняет однозначное решение задачи. Однако существуют некоторые общие требования, выполнение которых позволяет найти оптимальное решение:

планировка должна обеспечивать применение наиболее прогрессивной холодильной технологии и максимальной механизации погрузочно-разгрузочных работ;

планировка должна способствовать уменьшению первоначальных затрат на строительство предприятия и гарантировать минимальные внешние теплопритоки.

При проектировании принимают следующую структуру распределительных холодильников: камеры хранения мороженых грузов — 50—70% от общей емкости, камеры хранения охлажденных грузов — 35—20%, камеры хранения с универсальными температурами — 15—10%.

В соответствии с указанной структурой предусматривают три рабочие температуры кипения: —30° С — для камер хранения мороженых грузов, —40° С — для камер замораживания, —12° С —для камер хранения охлажденных грузов, —12 ÷ —30° С (или —40° С) — для универсальных камер. Температура воздуха в этих камерах соответственно —20, —30, —3, 0 ÷ 20° С (или —30° С).

В одноэтажных распределительных холодильниках предусматривают не более 3—5 камер хранения мороженых грузов площадью 300—600 м² каждая, 4—5 камер хранения охлажденных грузов площадью до 500 м², 1—2 универсальные камеры площадью до 300 м².

Высота камеры в одноэтажном холодильнике может изменяться от 8 до 20 м. При высоте камеры 20 м такой холодильник является высотным и содержит лишь одну камеру при любой вместимости. Холодильники малой вместимости проектируют с высотой камер не менее 3,6 м. Высоту камер многоэтажных холодильников принимают равной 4,8 м при расчетной нормативной полезной нагрузке 20 кПа, в редких случаях высоту камер многоэтажных холодильников увеличивают до 6 м с соответствующим повышением расчетной нагрузки на перекрытия до 30 кПа.

Ширина одноэтажных холодильников с центральным расположением коридора определяется модулем, равным 12 м, соответст-

где $E_{кмг}$, $E_{ког}$, $E_{ком}$ — соответственно условная вместимость камер хранения мороженых грузов, охлажденных грузов, камер хранения охлажденного мяса, оборудованных подвесными путями, т.

Условная вместимость камер хранения

$$E_{кмг} = E_{ког} = 0{,}35V_г,$$

где $V_г$ — грузовой объем камеры хранения мороженых или охлажденных грузов, м³.

Условная вместимость камер хранения охлажденного мяса, оборудованных подвесными путями,

$$E_{ком} = 0{,}25L,$$

где L — грузовая длина подвесных путей без учета распределительных путей со стрелками, м.

Грузовой объем камеры хранения

$$V_г = F_г h_г,$$

где $F_г$ — грузовая площадь камеры, м²; $h_г$ — грузовая высота, м.

Грузовая площадь камеры хранения

$$F_г = F_с - \sum f,$$

где $F_с$ — строительная площадь камеры, м²; Σf — сумма площадей, занятых внутренними и пристенными колоннами, пристенными батареями, напольными воздухоохладителями, тамбурами (при этом учитывают отступы штабеля от оборудования и стен камеры, ширину грузового проезда и размер площадок для маневрирования погрузчиков), м².

Ширину отступов от гладкой стены, пристенных колонн, батарей, напольных воздухоохладителей до штабеля следует принимать равной 0,3 м. Для всех камер холодильников при механизированной укладке грузов ширину грузового проезда принимают равной 1,6 м. В камерах площадью до 100 м² грузовой проезд не предусматривают. При ширине камер 12 и 18 м оставляют один проезд, при ширине свыше 18 м — на каждые два пролета (по 6 м) предусматривают один проезд.

Непосредственно за грузовой дверью в камерах целесообразно оставлять площадку для маневрирования погрузчиков размером 3,5 × 3,5 м.

Грузовая высота $h_г$ камер хранения с горизонтальными потолками отсчитывается от поверхности пола до верха штабеля.

Отступы от строительных конструкций и холодильного оборудования составляют:

а) для многорядных потолочных батарей, расположенных над проездом, — 0,2 м от верхнего ряда труб до гладкого потолка или до низа балок;

б) для однорядных потолочных батарей — 0,3 м от низа батарей до потолка;

в) при наличии воздушных каналов — 0,3 м от низа каналов до потолка или 0,2 м до низа балок, если они выступают ниже каналов;

г) при наличии подвесных воздухоохладителей — 0,3 м от потолка до их нижней части.

В камерах с универсальным температурным режимом, оборудованных подвесными путями, грузовую высоту принимают с учетом отступа штабеля от подвесных путей на 0,2 м.

ОСНОВНЫЕ ПЛАНИРОВОЧНЫЕ РЕШЕНИЯ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Выбор планировки холодильника является одним из узловых моментов проектирования. При выполнении планировки решают ряд комплексных задач: архитектурно-строительные, технологическо-холодильные, энергетические, механизации грузовых работ и др.

При разработке планировки приходится учитывать большое число различных факторов, что затрудняет однозначное решение задачи. Однако существуют некоторые общие требования, выполнение которых позволяет найти оптимальное решение:

планировка должна обеспечивать применение наиболее прогрессивной холодильной технологии и максимальной механизации погрузочно-разгрузочных работ;

планировка должна способствовать уменьшению первоначальных затрат на строительство предприятия и гарантировать минимальные внешние теплопритоки.

При проектировании принимают следующую структуру распределительных холодильников: камеры хранения мороженых грузов — 50—70% от общей емкости, камеры хранения охлажденных грузов — 35—20%, камеры хранения с универсальными температурами — 15—10%.

В соответствии с указанной структурой предусматривают три рабочие температуры кипения: —30° С — для камер хранения мороженых грузов, —40° С — для камер замораживания, —12° С —для камер хранения охлажденных грузов, —12 ÷ —30° С (или —40° С) — для универсальных камер. Температура воздуха в этих камерах соответственно —20, —30, —3, 0 ÷ 20° С (или —30° С).

В одноэтажных распределительных холодильниках предусматривают не более 3—5 камер хранения мороженых грузов площадью 300—600 м² каждая, 4—5 камер хранения охлажденных грузов площадью до 500 м², 1—2 универсальные камеры площадью до 300 м².

Высота камеры в одноэтажном холодильнике может изменяться от 8 до 20 м. При высоте камеры 20 м такой холодильник является высотным и содержит лишь одну камеру при любой вместимости. Холодильники малой вместимости проектируют с высотой камер не менее 3,6 м. Высоту камер многоэтажных холодильников принимают равной 4,8 м при расчетной нормативной полезной нагрузке 20 кПа, в редких случаях высоту камер многоэтажных холодильников увеличивают до 6 м с соответствующим повышением расчетной нагрузки на перекрытия до 30 кПа.

Ширина одноэтажных холодильников с центральным расположением коридора определяется модулем, равным 12 м, соответст-

вующим длине пролета, утвержденной ГОСТом. Для многоэтажных холодильников ширину здания принимают не более 40 м.

Вертикальное перемещение грузов в многоэтажных холодильниках осуществляется с помощью грузовых лифтов. Предусматривают выходы из камер многоэтажных холодильников в грузовые коридоры или лифтовые вестибюли. Лифты размещают (в соответствии с новыми проектами) в контуре здания заподлицо с наружными стенами. Лифты имеют непосредственный выход на платформы.

Длина и ширина железнодорожных и автомобильных платформ должны обеспечивать нормальную работу грузовых механизмов. Длина железнодорожной платформы для холодильников вместимостью 3000 т и выше должна быть рассчитана на прием пятивагонной рефрижераторной секции, т. е. иметь длину около 120 м. Ширину платформ средних и крупных холодильников выбирают не менее 7,5 м.

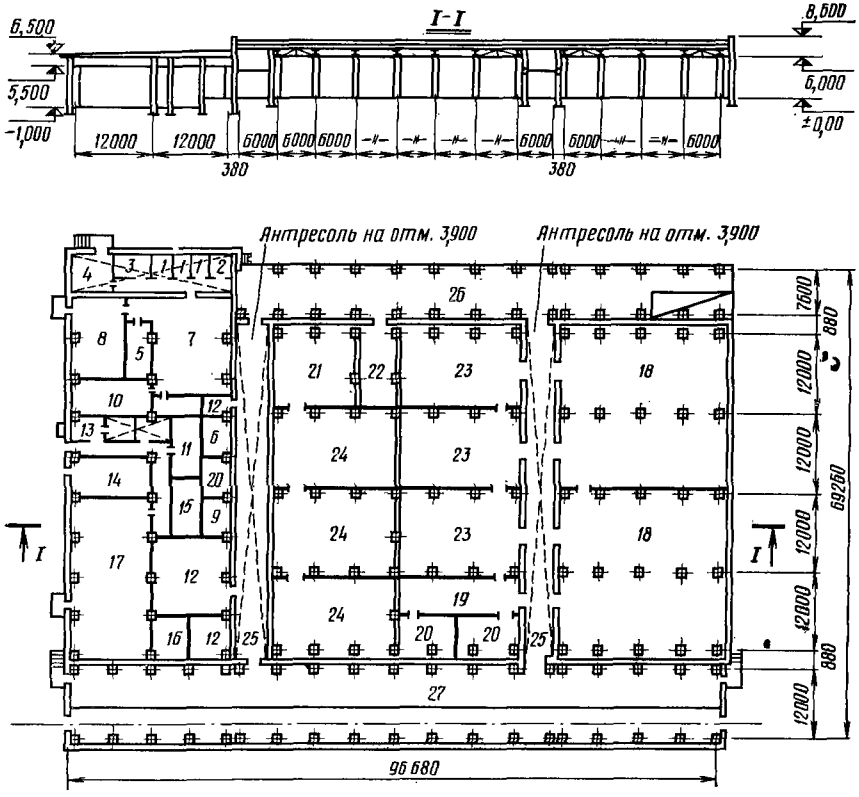


Рис. XI.1. План и разрез одноэтажного распределительного холодильника:
1 — гардероб, душевая, санузлы; *2* — помещения для обогрева рабочих; *3* — комната кладовщиков; *4* — столярная; *5* — генераторная; *6* — моечная; *7* — профилакторий; *8* — зарядная; *9* — помещение для парафинирования сыров; *10* — механическая мастерская; *11* — тепловой пункт; *12* — склады; *13* — комната механика; *14* — трансформаторная; *15* — КИП; *16* — вентиляторная камера; *17* — машинное отделение; *18* — камеры хранения морожеиых грузов; *19* — иакопительиая; *20* — морозильные камеры; *21* — камеры для дефектных грузов; *22* — экспедиция; *23* — камеры с универсальиым режимом; *24* — камеры хранения охлажденных грузов; *25* — коридоры; *26* — автомобильная платформа; *27* — железнодорожный дебаркадер.

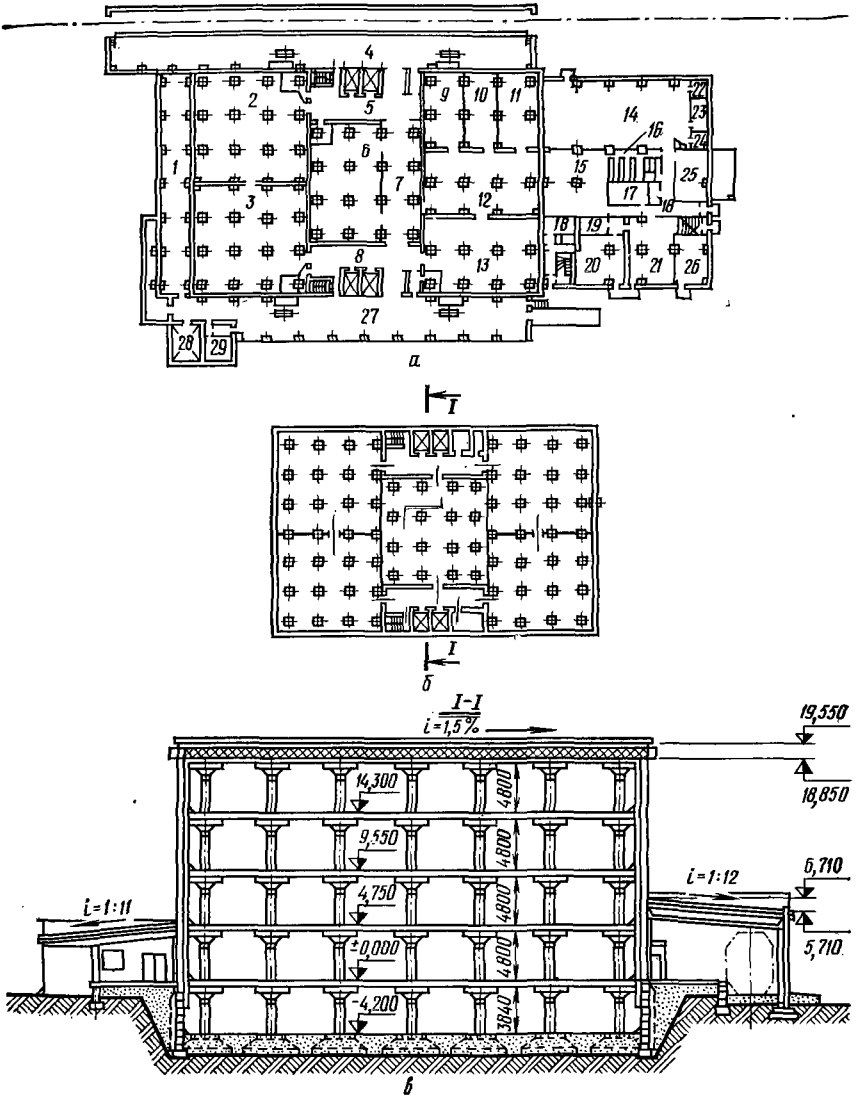


Рис. XI.2. План и разрез многоэтажного распределительного холодильника:

а — план I этажа; *б* — план II—IV этажей и подвала; *в* — разрез; *1* — соединительный коридор; *2—3* — камеры универсальные; *4* — железнодорожная платформа; *5* — вестибюль; *6* — камера хранения охлажденного мяса; *7* — коридор; *8* — вестибюль; *9, 10, 11* — морозильные камеры; *12* — камера накопитель — разгрузочная; *13* — камера хранения охлажденного мяса; *14* — *машинное отделение; 15* — материальный склад; *16* — мужской гардероб; *17* — тепловой пункт; *18* — кладовая; *19* — электролитная; *20* — зарядная; *21* — профилакторий и стоянка электропогрузчиков; *22* — лаборатория; *23* — центральный пункт управления и контроля; *24* — комната механика; *25* — щитовая; *26* — механическая мастерская; *27* — автомобильная платформа; *28* — мойка; *29* — комната кладовщиков.

Грузовые платформы проектируют открытыми или закрытыми.

При проектировании многоэтажных портовых холодильников, располагаемых на причалах, следует помимо платформы предусматривать поэтажные грузовые балконы для выполнения погрузочно-разгрузочных работ портальными кранами при подаче грузов с судов непосредственно на холодильник и обратно.

План и разрез типового одноэтажного холодильника, разработанного Гипрохолодом, показан на рис. XI.1.

Здание холодильника выполнено с сеткой колонн 6 × 12 м и высотой 6 м от пола камер до нижнего пояса балок. Наружные и внутренние стены кирпичные, в качестве тепловой изоляции применен пенополистирол ПСБ-С. Полы холодильника с электрообогревом грунта. На холодильнике используют три температуры кипения: —12, —30, —40° С.

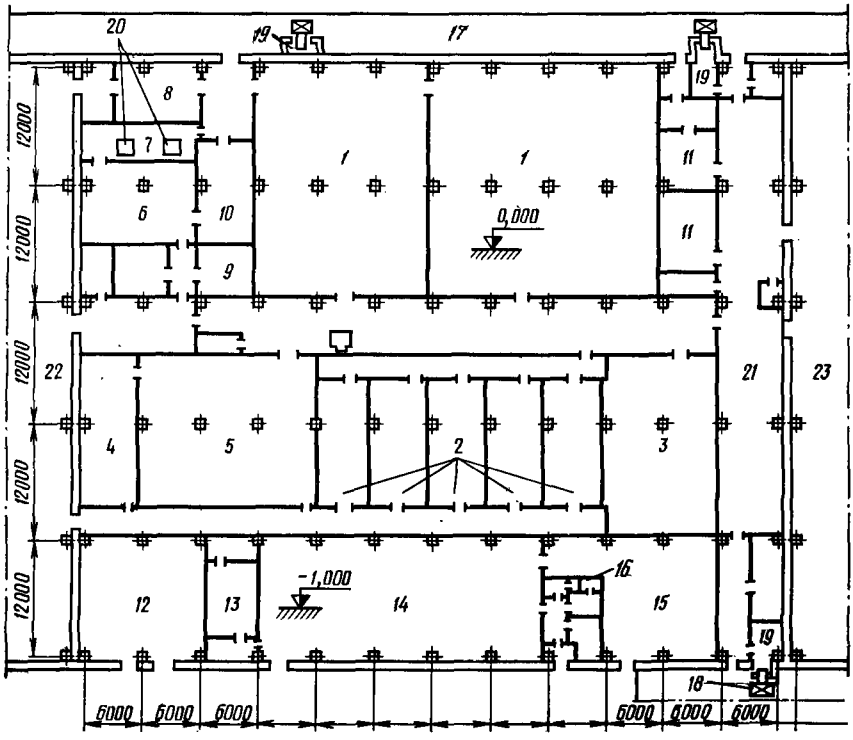


Рис. XI.3. Планировка одноэтажного производственного холодильника мясокомбината:

1 — камеры хранения мороженого мяса (t = —20°С); *2* — камеры однофазного замораживания мяса (t = —30°С); *3* — камера хранения охлажденного или мороженого мяса; *4* — камеры сверхбыстрого охлаждения мяса (t = —10°С); *5* — накопительная и камера хранения охлажденного мяса (t = —1°С); *6* — отделение упаковки блоков и сыворотки; *7* — отделение замораживания мяса; *8* — камера хранения жира; *9* — камера замораживания субпродуктов; *10* — камера хранения замороженных субпродуктов; *11* — камера подморозки некондиционных грузов; *12* — трансформаторная подстанция; *13* — помещение контрольно-измерительных приборов и автоматики; *14* — компрессорное отделение; *15* — аппаратное отделение; *16* — подсобно-бытовые помещения; *17* — железнодорожная платформа; *18* — автомобильная платформа; *19* — помещение для весовщиков; *20* — скороморозильные роторные аппараты; *21* — экспедиция; *22* — мясо-жировой корпус; *23* — мясоперерабатывающий корпус.

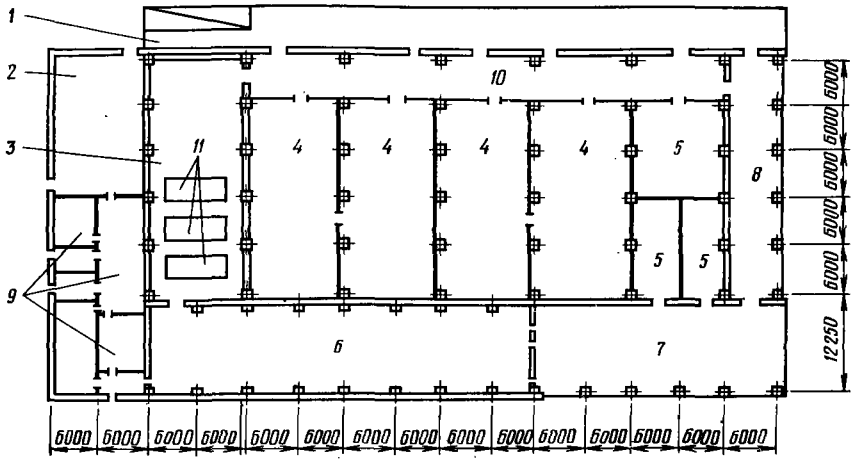


Рис. XI.4. Планировка производственного холодильника консервного завода:
1 — железнодорожная платформа; *2* — машинное отделение; *3* — отделение для замораживания; *4* — камеры хранения мороженых или охлаждеиных грузов; *5* — камеры хранеиия сырья; *6* — подготовительное отделение; *7* — сырьевая площадка; *8* — соединительная платформа; *9* — подсобно-бытовые помещения; *10* — коридор; *11* — скороморозильные аппараты.

Одноэтажные холодильники малой вместимости (12, 25, 50 и 100 т) могут быть решены экономично при использовании децентрализованного охлаждения камер. Оборудование для децентрализованных систем охлаждения отличает высокая степень заводской готовности, что обеспечивает снижение стоимости монтажных работ, повышает надежность и долговечность холодильной установки. Снижаются затраты на строительство холодильника, так как не требуется помещения для машинного отделения с системой вентиляции, оборотного водоснабжения.

Наибольшее распространение получили проекты многоэтажных холодильников вместимостью 10 000 и 16 000 т (рис. XI.2).

Планировки производственных холодильников предприятий мясной, молочной и других отраслей пищевой промышленности разрабатывают совместно с компоновкой технологических цехов. Планировки холодильников (рис. XI.3, XI.4, XI.5) должны соответствовать схеме технологического процесса охлаждения и замораживания.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК НА ХОЛОДИЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Общий тепловой поток (в Вт), поступающий в охлаждаемые помещения холодильников,

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4,$$

где Q_1 — теплоприток через ограждающие конструкции помещения, Вт; Q_2 — теплоприток от продуктов при их термической обработке, Вт; Q_3 — теплоприток от вентиляции, Вт; Q_4 — теплоприток, связаиный с эксплуатацией камеры, Вт.

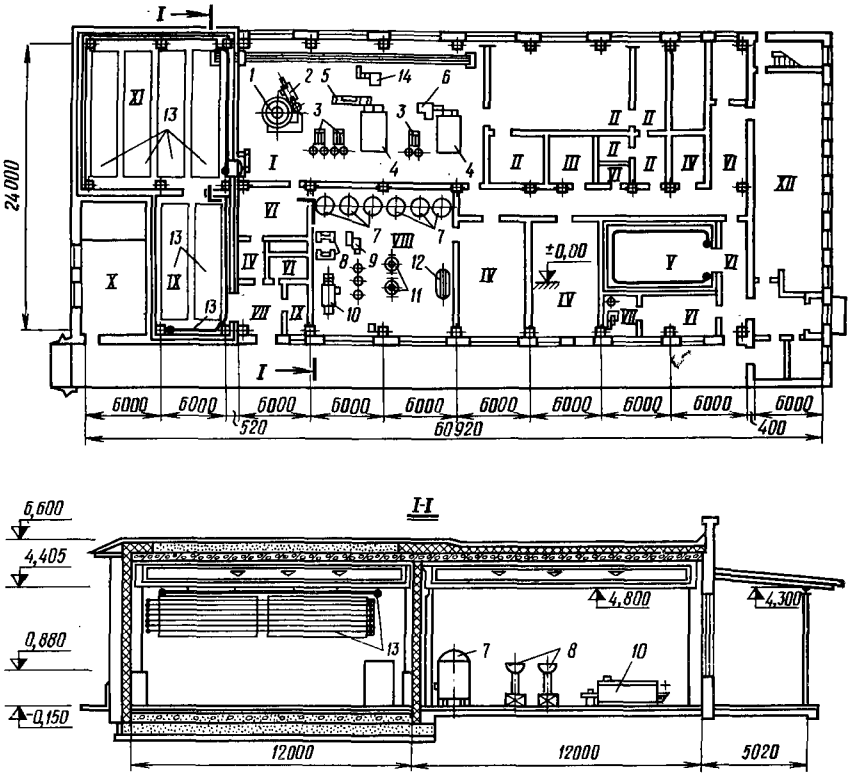


Рис. XI.5. План и разрез фабрики мороженого:

1 — фризерно-фасовочное отделение; *II* — отделение для изготовления вафель; *III* — помещение щитов автоматики; *IV* — неохлаждаемые складские помещения; *V* — охлаждаемый склад сырья; *VI* — вспомогательные помещения; *VII* — приемное отделение молока; *VIII* — технологическое аппаратное отделение; *IX* — экспедиционные помещения; *X* — аппаратное отделение холодильной установки; *XI* — камера дозакаливания и хранения мороженого; *XII* — административно-бытовые помещения;
1 — эскимогенератор; *2* — заверточная машина; *3* — фризер; *4* — скороморозильный аппарат; *5* — автомат для расфасовки мороженого; *6* — автомат расфасовочно-упаковочный; *7* — резервуар для хранения молока и смеси; *8* — охладитель; *9* — гомогенератор; *10* — пастеризатор; *11* — котлы варочные; *12* — ванна для приготовления смеси; *13* — батареи; *14* — автомат заверточный.

Теплоприток через ограждающие конструкции складывается из теплопритоков, обусловленных разностью температур наружного воздуха и воздуха камеры Q_1' и солнечной радиацией Q_1''

$$Q_1 = Q_1' + Q_1''.$$

Теплопритоки через ограждения, вызванные разностью температур,

$$Q_1' = kF\,(t_н - t_к),$$

где k — действительный коэффициент теплопередачи ограждения, Вт/(м²·К); F — площадь поверхности ограждения, м²; $t_н$ — расчетная температура наружного воздуха, °С; $t_к$ — температура воздуха камеры, °С.

Расчетную температуру наружного воздуха определяют по формуле

$$t_н = 0{,}4t_{ср.\,мес} + 0{,}6t_{аб.\,max},$$

где $t_{ср.мес}$ и $t_{аб.max}$ —соответственно среднемесячная температура в 13 ч самого жаркого месяца года и максимальная температура, °С.

Площадь поверхности ограждений определяют на основании следующих предпосылок:

1. За длину наружных стен угловых помещений принимают размер от наружной поверхности стены до оси внутренней стены, длину наружной стены неугловых помещений находят по размеру между осями внутренних стен.

2. За длину внутренних стен (перегородок) принимают размер или от внутренней поверхности наружных стен до оси перпендикулярных внутренних стен, или между осями внутренних стен.

3. Длину и ширину пола и потолка определяют, как длину внутренних стен.

4. Высоту стен в первых этажах, имеющих полы, расположенные непосредственно на грунте, отсчитывают от уровня пола до уровня пола вышележащего этажа; в первых этажах над неохлаждаемыми подвалами и подпольями — от уровня потолка подвала до уровня пола вышележащего этажа; в промежуточных этажах — от уровня пола данного этажа до уровня пола вышележащего этажа; в верхних этажах и для одноэтажных холодильников — от уровня пола этажа до верха засыпки (изоляции) покрытий.

При определении теплопритоков из неохлаждаемых помещений, имеющих непосредственный выход наружу, расчетную разность температур уменьшают на 30%. Если неохлаждаемые помещения не имеют непосредственного выхода наружу, то расчетную разность температур уменьшают на 40%.

При определении теплопритоков через пол из неохлаждаемого подвала расчетную разность температур уменьшают вдвое.

Теплопритоки через неизолированные полы, лежащие непосредственно на грунте, рассчитывают из следующих соображений. Тепловой поток, поступающий от пола камеры, неодинаков по величине, причем чем ближе к центру камеры, тем тепловой поток меньше. В связи с этим площадь пола камеры условно разбивают на три зоны, шириной 2 м каждая. Для зоны пола шириной 2 м, отсчитанной от наружных стен, коэффициент теплопередачи принимают равным 0,4. Для второй зоны, расположенной от наружных стен на расстоянии от 2 до 4 м, коэффициент теплопередачи равен 0,2; для третьей зоны, расположенной на расстоянии от 4 до 6 м, — 0,1. Для остальной площади камеры коэффициент теплопередачи пола составляет 0,06.

Таким образом, тепловой поток от пола

$$Q_1 = \sum k_{усл} F (t_н - t_к),$$

где $k_{усл}$ — условный коэффициент теплопередачи соответствующей зоны пола, Вт/(м^2·К); F — площадь соответствующей зоны пола, м^2.

Площадь пола первой двухметровой зоны, примыкающей к углу наружных стен, измеряют дважды, т. е. по направлениям обеих наружных стен, составляющих угол.

Тепловой поток через изолированные полы, лежащие на грунте,

$$Q_1 = \sum k_{усл} F (t_н - t_к) m,$$

где m — коэффициент, учитывающий относительное возрастание термического сопротивления пола при наличии изоляции

$$m = 1 \Big/ \left[1 + 1{,}25 \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \dots + \frac{\delta_п}{\lambda_п}\right)\right],$$

где $\delta_1 \dots \delta_п$ — толщина отдельных слоев конструкции пола, м; $\lambda_1 \dots \lambda_п$ — теплопроводность отдельных слоев конструкции пола, Вт/(м·К).

Для полов, изолированных и имеющих систему обогрева грунта,

$$Q_1 = kF (t_{ср} - t_к),$$

где $t_{ср} = 1°$ С — средняя температура грунта при наличии обогрева.

Теплоприток через заглубленные неизолированные стены подвальных помещений

$$Q_1 = \sum k_{усл} F (t_н - t_к),$$

где значения $k_{усл}$ принимают такими же, что и для неизолированных полов, а зоны отсчитывают от поверхности земли вниз; полы подвалов считают в этом случае продолжением подземной части наружных стен.

Для учета действия солнечной радиации вычисляют дополнительный тепловой поток

$$Q_{1с} = kF\Delta t_с,$$

где $\Delta t_с$ — избыточная разность температур.

Избыточная разность температур

$$\Delta t_с = P I a / \alpha_н,$$

где P — коэффициент, учитывающий влияние тепловой инерции массивной ограждающей конструкции (для холодильников $P = 0{,}75$); I — напряжение солнечной радиации, Вт/м²; a — коэффициент поглощения солнечной радиации поверхностью ограждения (табл. XI.1); $\alpha_н$ — средний коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности ограждений к воздуху, Вт/(м²·С).

Таблица XI.1

Материал поверхности	Коэффициент поглощения	Материал поверхности	Коэффициент поглощения
Асфальт	0,89	Рубероид	
Бетон	0,65	светлый	0,72
Битум (гудрон)	0,90	темный	0,86
Земляная засыпка на кровле	0,80	Толь	0,91
Известковая побелка	0,40	Штукатурка	
Кирпич		светлая	0,40
красный	0,70—0,77	на темном песке	0,57
глазурованный белый	0,26		

Значения напряжения солнечной радиации I, а также избыточной разности температур Δt_c приведены в табл. XI.2 и XI.3.

Таблица XI.2

Поверхность	Напряжение солнечной радиации I (в Вт/м²), при ориентации поверхностей по странам света									
	Ю			ЮВ	ЮЗ	В	З	СВ	СЗ	С
	Географическая широта, град									
	40	50	60	40	60	40—60		40—60		40—60
Вертикальная	280	384	465	418	477	465	558	244	268	0
Горизонтальная	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640

Тепловой поток от солнечной радиации определяют как сумму тепловых потоков, поступающих через поверхность одной из стен, наиболее невыгодно ориентированной относительно солнечного излучения, и через поверхность кровли.

Расчет теплопритоков от продуктов при их холодильной обработке. В общем виде количество теплоты, отводимой от груза массой 1 кг, при холодильной обработке определяется как разность энтальпий груза до обработки и после нее (кДж/кг)

$$q = i_1 - i_2 = \Delta i.$$

При охлаждении и домораживании продуктов в камерах хранения Q_2 (в Вт) определяют по формуле

$$Q_2 = G \cdot 1000\Delta i/3600 \cdot 24,$$

где G — суточное поступление продуктов, принимаемое для крупных распределительных холодильников равным 8% от вместимости камер хранения вместимостью до 200 т включительно и 6% — для камер вместимостью более 200 т; Δi — разность энтальпий, соответствующих начальной и конечной температурам продуктов, кДж/кг.

При проектировании холодильников для хранения плодов принимают суточное поступление при загрузке камер на длительное хранение в пределах 7—10% от вместимости камеры. Температуру плодов, поступающих на холодильник сразу после уборки, принимают равной среднемесячной температуре наружного воздуха месяца уборки; температуру плодов, поступающих в рефрижераторах, принимают равной 6—8° С. Массу деревянных ящиков для фруктов считают равной 20% массы фруктов.

Теплопритоки при охлаждении тары вычисляют по формуле

$$Q_2^{\text{т}} = P_{\text{т}} c_{\text{т}} (t_{\text{н}} - t_{\text{к}}) 10^3/3600 \cdot 24,$$

где $P_{\text{т}}$ — масса тары, кг (принимают пропорционально суточному поступлению в камеру затаренных грузов); $c_{\text{т}}$ — теплоемкость материала тары, кДж/(кг·К); $t_{\text{н}}$ — начальная температура тары, °С; $t_{\text{к}}$ — конечная температура тары, °С.

Таблица XI.3

Поверхность	Избыточная разность температур Δt_c (в °С) при ориентации поверхности по странам света						
	Ю		ЮВ	ЮЗ	В—З	СВ—СЗ	С
	Географическая широта, град						
	40	50	60	40—60	40—60	40—60	40—60
Стены							
бетонная	5,9	8,0	9,8	8,8—10,0	9,8—11,7	5,1—5,6	0
кирпичная	6,6	9,1	11,0	9,9—11,3	11,0—13,2	5,8—6,3	0
покрытая известью или светлой штукатуркой	3,6	4,9	6,0	5,4—6,1	6,0—7,2	3,2—3,5	0
покрытая штукатуркой с окраской темных тонов	5,1	7,1	8,5	7,7—8,8	8,5—10,2	4,5—4,9	0
облицованная белыми глазурованными плитами	2,3	3,2	3,9	3,5—4,0	3,9—4,7	2,0—2,2	0
Плоские кровли							
без окраски (темные)	—	—	17,7	—	—	—	—
с окраской светлых тонов	—	—	14,9	—	—	—	—
шатровые	15	10	5	—	—	—	—

При охлаждении и замораживании продуктов в камерах охлаждения и замораживания

$$Q_2 = G \cdot 1000\Delta i / \tau \cdot 3600,$$

где G — вместимость камеры холодильной обработки, т; τ — длительность цикла холодильной обработки, ч; Δi — разность энтальпий продукта до и после обработки, кДж/кг.

При холодильной обработке продуктов, подлежащих последующему хранению, целесообразно понижать температуру продукта до температуры хранения.

Для камер хранения и охлаждения дышащих грузов следует определить теплоту дыхания

$$Q_2' = q_2' G + q_2' (E - G),$$

где q_2' — удельное количество теплоты, выделяемое плодами и овощами при дыхании во время охлаждения, Вт/т; q''_2 — то же для условий хранения, Вт/т; G — величина суточного поступления плодов и овощей в камеру, т.

Значения q_2' и q_2'' выбирают из табл. XI.4 в зависимости от вида плодов и овощей.

Таблица XI.4

Плоды и овощи	Значения q_2 (в Вт/т) при температурах, °С					
	0	2	5	10	15	20
Абрикосы	17	27	50	102	155	199
Бананы						
зеленые	—	—	52	98	131	155
зрелые	—	—	58	116	164	242
Лимоны зрелые	9	13	20	33	47	58
Черешня	21	31	47	97	165	219
Апельсины	10	13	19	35	50	69
Персики	19	22	41	92	131	181
Груши						
ранние	20	28	47	63	160	278
поздние	10	22	41	56	126	219
Яблоки						
ранние	19	21	31	60	92	121
поздние	10	14	21	31	58	73
Слива	21	35	65	126	184	233
Виноград	9	17	24	36	49	78
Дыня	20	23	28	43	76	102
Лук	20	21	26	34	31	58
Капуста						
брюссельская	67	78	135	228	295	520
цветная	63	17	88	138	259	402
белокочанная	33	36	51	78	121	194
краснокочанная (зимняя)	19	24	24	38	58	116
Картофель	20	22	24	26	36	44
Морковь	28	34	38	44	97	135
Огурцы	20	24	34	60	121	174
Свекла	20	28	34	60	116	213
Томаты	17	20	28	41	87	102
Чеснок	22	31	47	71	128	152

Расчет теплопритоков при вентиляции охлаждаемых помещений. Необходимость вентиляции охлаждаемых помещений определяется, во-первых, технологическими требованиями к состоянию воздушной среды, например в камерах хранения дышащих грузов, и, во-вторых, санитарными требованиями, связанными с обеспечением нормальных условий для людей, работающих в этих помещениях.

В охлаждаемые производственные помещения, где работает относительно большое число людей, необходимо подавать воздух в соответствии с санитарными нормами: 20 м³/ч на одного работающего.

Теплоприток от этого воздуха (в Вт)

$$Q_3 = 20n\rho\,(i_н - i_к)\,10^3/3600,$$

где n — число людей, одновременно работающих в помещении; ρ — плотность воздуха в охлаждаемом помещении, кг/м³; $i_н$ — энтальпия наружного воздуха, кДж/кг; $i_к$ — энтальпия воздуха помещения, кДж/кг.

Количество вентиляционного воздуха, подаваемого в камеры хранения дышащих грузов, принимают исходя из необходимости обеспечения кратности воздухообмена в пределах 3—4 объемов в сутки.

Теплоприток от наружного воздуха определяют по формуле

$$Q_3 = V_{стр} a\rho\,(i_н - i_к)\,10^3/24 \cdot 3600,$$

где $V_{стр}$ — строительный объем вентилируемого помещения, м³; a — кратность воздухообмена.

Расчет эксплуатационных теплопритоков. Теплопритоки Q_4 (в Вт) определяют как сумму теплопритоков

$$Q_4 = q_1^{IV} + q_2^{IV} + q_3^{IV} + q_4^{IV},$$

где q_1^{IV}, q_2^{IV}, q_3^{IV}, q_4^{IV} — соответственно теплопритоки от освещения, от работы электродвигателей, от людей, при открывании дверей.

Теплоприток от освещения

$$q_1^{IV} = AF,$$

где A — количество теплоты, выделяемой осветительными приборами на 1 м² площади камеры, Вт/м² (для складских помещений $A = 1$ Вт/м², для производственных $A = 4$ Вт/м²); F — площадь камеры, м².

При расположении электродвигателей (вентиляторов, насосов и др.) внутри охлаждаемого контура значение теплопритока от работы электродвигателей определяют по формуле

$$q_2^{IV} = \sum N_э \cdot 1000,$$

где $N_э$ — мощность электродвигателя, кВт.

При расположении электродвигателя вне охлаждаемого контура

$$q_2^{IV} = \sum N_э \cdot 1000\eta_э,$$

где $\eta_э$ — КПД электродвигателя.

Теплоприток от людей

$$q_3^{IV} = 350n,$$

где n — число работающих в камере; для камер площадью до 200 м² n = = 2÷ 3, для камер площадью свыше 200 м² n = 3÷ 4; 350 Вт — тепловыделения одним человеком при средней интенсивности работы.

Теплоприток от открывания дверей

$$q_4^{IV} = BF,$$

где B — удельный теплоприток при открывании дверей, Вт/м²; F — площадь поверхности дверей.

Все виды теплопритоков для данной камеры суммируют. Полученная сумма является расчетной для определения площади поверхности теплообмена приборов охлаждения данной камеры.

При выполнении приближенных расчетов тепловую нагрузку на холодильное оборудование определяют по укрупненным показателям, отнесенным к 1 м² площади помещения (табл. XI.5).

Таблица XI.5

Назначение охлаждаемого помещения	Температура, °С	Плотность теплового потока, Вт/м
Охлаждение мяса	0	262
Замораживание мяса при воздушном охлаждении	—35	698
Хранение мороженого мяса		
верхний этаж	—18	75,6
средний этаж	—18	46,5
Хранение охлажденного мяса	0	46,5
Хранение прочего охлажденного груза	0	116

При этом расчет теплопритоков, поступающих в камеры и возникающих в них, сводится к умножению плотности теплового потока на площадь пола охлаждаемого помещения. Для подбора компрессоров расчетную величину теплового потока определяют для групп камер или технологических аппаратов, имеющих одинаковую или близкую (в пределах 2—3° С) температуру. Для каждой группы помещений выбирают температуру кипения, определяющую условия работы холодильной установки. При расчете суммарных теплопритоков на компрессорное оборудование учитывают несовпадение во времени максимальных величин теплопритоков от различных источников и изменения их значений в течение года.

Теплоприток через ограждающие конструкции Q_1 учитывают для распределительных и специализированных холодильников полностью; для холодильников мясокомбинатов — в пределах 80% при температуре воздуха в камере $t_к$ = —20° С; в пределах 60% при $t_к$ = 0° С и 50% — при $t_к$ = 5° С. Теплоприток Q_2 при холодильной обработке продуктов и от дыхания плодов и овощей входит полностью в расчетную тепловую нагрузку на компрессор. Теплоприток от вентиляции Q_3 учитывают в размере 100%, теплопритоки Q_4 — в размере 50—75%, так как эксплуатационные теплопритоки не могут возни-

кать одновременно во всех камерах и от всех источников одновременно.

Полученную сумму теплопритоков сводят в таблицу для каждой из проектируемых температур кипения. На пути от охлаждаемых объектов к машинному отделению через изоляцию трубопроводов и аппаратов низкого давления проникают дополнительные теплопритоки и появляются потери давления, поэтому расчетную холодопроизводительность холодильной машины увеличивают на 7% при непосредственном охлаждении и на 12% в системах с промежуточным хладоносителем.

Число компрессоров для каждой температуры кипения подбирают с учетом характера тепловой нагрузки, возможности автоматического регулирования их производительности и взаимного переключения.

Для учета кратковременных остановок компрессоров с целью их мелкого ремонта и осмотра используют коэффициент рабочего времени $b < 1$.

Производительность установленных компрессоров

$$Q_0 = Q_{\text{ком}}/b \cdot 1{,}07,$$

где $Q_{\text{ком}}$ — расчетный тепловой поток для компрессоров.

ПОДБОР ОБОРУДОВАНИЯ МАШИННЫХ И АППАРАТНЫХ ОТДЕЛЕНИЙ

Для подбора оборудования холодильной установки необходимо иметь следующие исходные данные: холодопроизводительность на расчетном режиме, производительность технологического оборудования, обслуживаемого холодильной установкой, параметры окружающей среды и систем охлаждения.

Подбор оборудования холодильной установки осуществляют двумя способами: по результатам прямого расчета оборудования каждого из узлов на основании исходных данных; по результатам расчета, базирующегося на методах оптимизации, в основе которых лежат математические модели аппаратов, камер и систем охлаждения в целом, включенные в термоэкономический анализ.

Подбор оборудования прямым способом

При подборе оборудования по результатам прямого расчета задаваемые параметры охлаждающих систем и окружающих сред связывают с параметрами цикла холодильной установки значениями перепадов температур между средами, которые в ориентировочных расчетах принимают на основании рекомендации. Перепады температур, выбираемые для аппаратов, непрерывно изменяются в зависимости от стоимости энергии, металла, технологии изготовления оборудования и холодильной технологии обработки пищевых продуктов.

На основании выбранных параметров цикла и заданной холодопроизводительности определяют рабочие параметры компрессора:

коэффициент подачи, потребный объем, описываемый поршнями или роторами компрессоров, V_h и эффективную мощность N_e.

По значениям V_h и N_e подбирают по каталогам оборудование — компрессор и электродвигатель.

Температуры сред в теплообменных аппаратах и полученные в результате расчета параметров цикла тепловые нагрузки аппаратов позволяют определить площади теплопередающих поверхностей, их геометрические параметры на основании приведенных в учебнике методах и подобрать подходящее оборудование по каталогам или справочникам. При выборе числа компрессоров или агрегатов нужно стремиться к возможно большей единичной производительности машин, так как они более экономичны и имеют лучшие объемные и энергетические характеристики. Для каждой температуры кипения иногда целесообразно подбирать не один компрессор или агрегат, а несколько. Число компрессоров следует выбирать с учетом характера изменения нагрузки в течение суток или года. Резервные компрессоры устанавливают в зависимости от назначения холодильной установки в соответствии со спецификой отрасли и надежностью машин.

Центробежные компрессоры, работающие на несколько температур кипения, в отличие от поршневых могут быть выполнены в одном корпусе, поэтому можно устанавливать один агрегат. Это оправдано тем, что агрегатам с центробежными компрессорами свойственна высокая надежность.

Во всех случаях для выбора числа компрессоров строят суточные и годовые графики тепловых нагрузок с учетом динамики поступления грузов, изменения наружных теплопритоков для каждой температуры кипения и затем с их помощью подбирают количество агрегатов или компрессоров так, чтобы их производительность удовлетворяла часовую потребность в холоде данного производства. Пиковую суточную нагрузку на многих предприятиях с холодильными установками с промежуточным хладоносителем можно снимать при помощи аккумулятора холода. В последних накопление холода производят путем намораживания льда (для установок, использующих ледяную воду) или охлаждением значительных количеств хладоносителя ниже рабочей температуры. Для этой цели используют открытые испарители с панельными охлаждающими секциями, которые могут намораживать лед на наружной поверхности элементов и не боятся размораживания. При наличии двух температур кипения и несовпадении максимальных тепловых нагрузок во времени возможны варианты подбора числа компрессоров, при которых недостаток холодопроизводительности при одной температуре кипения покрывается избытком холодопроизводительности при другой температуре кипения.

На распределительных производственных холодильниках и холодильниках, применяемых в сельском хозяйстве, на консервных заводах используют преимущественно одно- и двухступенчатые компрессорно-конденсаторные агрегаты. В системах с промежуточным хладоносителем используют компрессорно-конденсаторные агрегаты одно- и двухступенчатого сжатия, работающие как на аммиаке, так и на фреоне.

Технические характеристики и данные о комплекте поставки холодильных машин и аппаратов приведены в нормалях и в каталоге-справочнике ВНИИхолодмаша «Холодильные машины и аппараты», а также в справочном руководстве «Холодоснабжение предприятий мясной и молочной промышленности» [16], [20].

Наиболее широко применяются холодильные машины московского завода «Компрессор». До 1976 г. в промышленности использовались аммиачные одноступенчатые компрессоры АВ100, АУ200 и АУУ40; эти компрессоры прямоточные бескрейцкопфные, количество цилиндров соответственно 2, 4 и 8 диаметром 150 мм с ходом поршня 130 мм.

В настоящее время завод «Компрессор» освоил новую серию холодильных машин на базе компрессоров П110, П165 и П220, рассчитанных на разность давлений на поршень до 1700 кПа. Температура нагнетаемого пара не должна превышать 160° С. Холодильные машины и агрегаты компактны, имеют высокую степень заводской готовности к монтажу. Все компрессоры разработаны на одной и той же базе (диаметр цилиндра 115 мм, ход поршня 82 мм) и отличаются друг от друга числом цилиндров.

На базе компрессоров П110 и П220 изготовляют компрессорно-конденсаторные агрегаты типа АК110 и АК220, которые выпускают в двух модификациях: для аммиака и R22. В комплект установки входят компрессор, электродвигатель, конденсатор, система автоматики. Предельное давление всасывания достигает 2 кПа.

В низкотемпературных установках широко используют винтовые компрессоры в качестве низкой ступени, работающие в диапазоне холодопроизводительности 350—1745 кВт при стандартном режиме. При меньшей холодопроизводительности винтовые компрессоры по массе и габаритам становятся соизмеримыми с поршневыми, так как они теряют свои преимущества из-за громоздкой системы маслоотделения.

Казанским компрессорным заводом совместно с ВНИИхолодмашем разработан унифицированный ряд винтовых холодильных компрессоров. Он включает три базовые модели: 5ВХ-350; 6ВХ-700 и 7ВХ-1400 [первая цифра означает номер базы, последние — холодопроизводительность при стандартных условиях (в тыс. ккал/ч)].

На базе этих компрессоров комплектуют компрессорные агрегаты одноступенчатого сжатия, которые охватывают высоко-, средне- и низкотемпературные режимы работы, а также режимы работ поджимающего холодильного компрессора.

Для низкотемпературных холодильных установок применяют агрегаты двухступенчатого сжатия АД90-3, АД130-7-4 и др.

В агрегатах двухступенчатого сжатия АД130-7-4 в качестве ступени низкого давления использован компрессорный агрегат с винтовым компрессором ВХ 130-7-6 (АН 130-7-6). Ступенью высокого давления служит компрессорный агрегат А110-1 с компрессором П110. В комплект поставки входит промежуточный сосуд СПА 600.

В двухступенчатом агрегате АД90-3 на общей раме смонтированы ротационный компрессор ступени низкого давления РБ90 с электро-

двигателем, поршневой компрессор ступени высокого давления П110 с электродвигателем, два маслоотделителя, щиты приборов каждой ступени.

Предусмотрена и отдельная заводская поставка винтового компрессорного агрегата 6ВХ-700/2,6А для работы в режиме бустер-компрессора А260-7-6, это очень важно для компоновки системы «компаунд», когда компрессоры низкой ступени объединяются с компрессорами высокой ступени через промежуточный сосуд, который одновременно является и циркуляционным ресивером промежуточной температуры кипения.

Техническая характеристика и необходимые данные для расчета указанных агрегатов одно- и двухступенчатого сжатия и компаунд схемы приведены в специальной литературе.

Вспомогательные аппараты холодильных машин и охлаждающих систем, такие, как маслоотделители, промежуточные сосуды, конденсаторы и испарители, линейные и дренажные ресиверы, рассчитывают и выбирают в соответствии с холодильной мощностью установки. Расчет и подбор аппаратов, а также их техническая характеристика описаны в специальной литературе [15]. Выбранное оборудование и спроектированная охлаждающая система обычно хотя и отвечают требованиям поставленной задачи, но не соответствуют оптимальному варианту. Обычно при таком проектировании приведенные затраты увеличиваются на 10—20%, а расход электроэнергии возрастает на 7—8%.

Подбор оборудования с использованием элементов математического моделирования

При подборе оборудования с использованием математических моделей и термоэкономических расчетов учитывают взаимное влияние параметров цикла, сред и характеристик узлов холодильной установки. В частности, перепады температур между охлаждающими средами в теплообменных аппаратах весьма существенно влияют на площадь их теплопередающей поверхности и, как следствие этого, на массогабаритные показатели. Параметры цикла холодильной установки также связаны с параметрами теплообменных аппаратов и компрессоров и весьма существенно влияют на массогабаритные показатели и энергетические затраты в системе холодильной установки.

Поэтому все конструктивные и режимные параметры холодильной установки, будучи взаимосвязанными, комплексно определяют технико-экономические характеристики и не могут приниматься произвольно или на основании ориентировочных рекомендаций, а выбираются по комплексному показателю — минимальным приведенным затратам. Для выполнения таких расчетов необходимо уметь составлять и решать математические модели камеры и системы ее охлаждения.

Принцип составления математической модели. Модель — это изображение существенных сторон реальной системы (или конструируе-

мой), в удобной форме отражающее информацию о системе. Согласно этому определению под системой нужно понимать совокупность упорядоченных объектов исследования. При этом система характеризуется связью между входными и выходными ее параметрами, вид которых зависит от выбора границы между системой и средой. Поэтому системой может быть отдельный аппарат холодильной установки (конденсатор, теплообменник, дроссель, камера хранения или термической обработки груза, система регулирования перегрева или производительности и т. д.) или совокупность аппаратов в схеме холодильной установки, совокупность различных охлаждающих систем в схеме производственного цикла хранения и обработки продуктов. Система, для которой нужно построить модель, может проектироваться или реально существовать. И в зависимости от этого меняются цели, которые ставятся перед моделированием.

Для построения математической модели характерны следующие этапы (рис. XI.6).

1. Решают задачу выбора физических законов, характеризующих процессы, для определения объема информации, предназначенной для включения в математическое описание объекта.

2. Составляют математические модели аппаратов или систем с использованием первого и второго законов термодинамики.

3. Вводят допущения, которые приводят к упрощению математической модели, не нарушая физической природы процессов, происходящих в них, и условия работы в установке. С учетом принятых допущений исходную систему нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных линеаризуют.

4. Осуществляют решение и преобразование полученных уравнений. Устанавливают взаимосвязь между параметрами, которые вытекают из решений системы уравнений с учетом условий однозначности (начальных и граничных условий), определяют структурную схему системы.

Структурная схема системы, полученная таким образом, отображает многообразие связей (прямых и обратных), определяемых характером протекающих процессов. Оценка параметров (на базе экспериментальных и аналитических исследований) позволяет упростить структуру.

5. Проводят проверку адекватности математической модели физической, которая позволяет выяснить, в какой степени математическая модель действительно объясняет поведение системы.

Основные уравнения, характеризующие математическую модель охлаждающей системы. При рассмотрении процессов, протекающих в холодильных установках (теплообменных аппаратах, камерах холодильной обработки и хранения продуктов), надо прежде всего четко выделить исследуемую систему и выявить ее взаимодействие с окружающей средой. Так, охлаждающую батарею следует рассматривать как термодинамическую систему, которая состоит из трех подсистем: охлаждаемый воздух, оболочка и вещество (хладагент или промежуточный хладоноситель). Такая система (при исследовании и составлении математической модели батареи как отдельного эле-

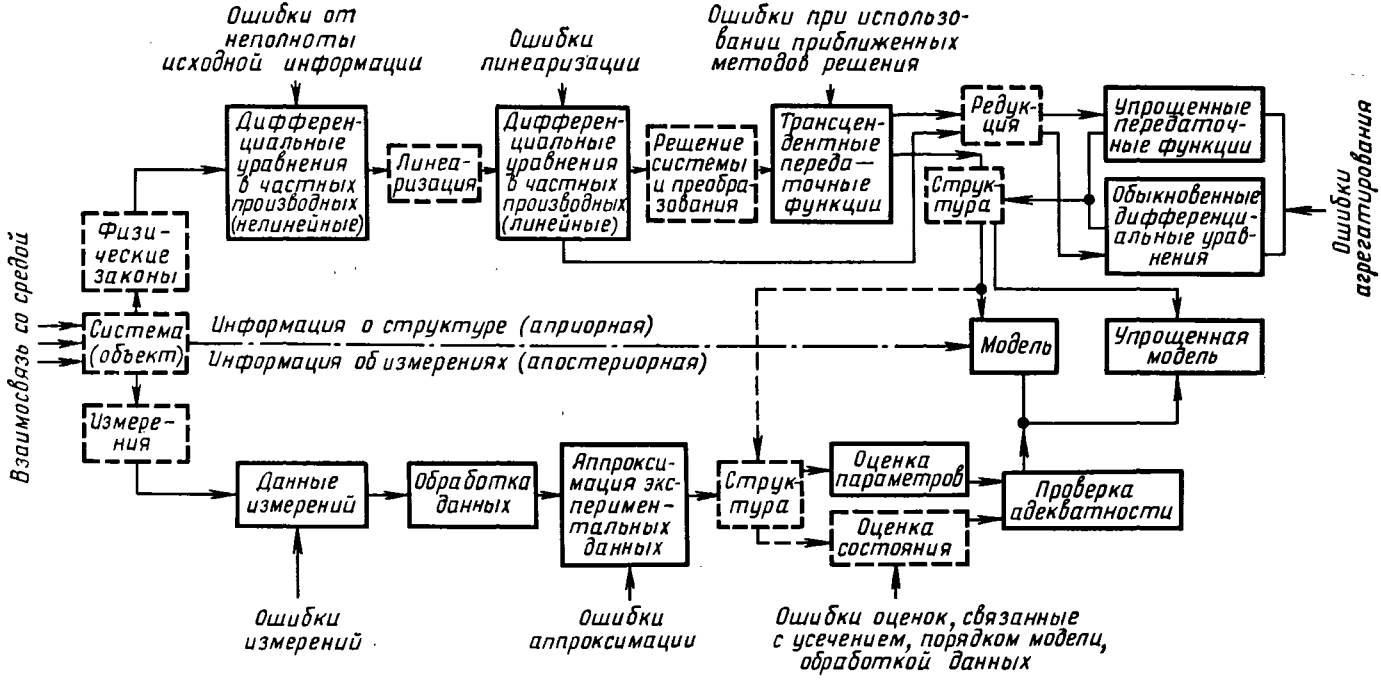


Рис. XI. 6. Этапы построения математической модели.

мента холодильной установки) является открытой. Через открытые торцы каналов[1] она обменивается с окружающей средой веществом (хладоносителем) и энергией. Поэтому движение хладагента и охлаждаемого воздуха с учетом условий теплообмена между ними описывается рядом уравнений. Однако такая система является математически неразрешимой, поэтому прибегают к упрощающим посылкам.

1. Сокращают число подсистем исходной модели.

2. Считают, что температурные градиенты в потоках жидкости и газа перпендикулярны к направлению движения среды и существуют только в пограничном слое.

3. При моделировании теплопередающей поверхности принимают, что тепловой поток, передаваемый теплопроводностью, пренебрежимо мал по сравнению с конвективным, поэтому задача сводится к одномерной

$$\partial\theta_{ст}/\partial t = a\partial^2\theta_{ст}/\partial y^2, \qquad (XI.1)$$

характеризующей нестационарную теплопроводность в металле теплопередающей поверхности в радиальном направлении. Если принять, что теплопроводность металла стенок бесконечна, то $d\Theta/dy = 0$ и уравнение нестационарной теплопроводности заменяется уравнением теплового баланса

$$g_{ст}c_{ст}\partial\theta_{ст}/\partial t = q_н - q_в,$$

где $g_{ст}$ — масса, отнесенная к единице площади поверхности.

Принятое допущение справедливо для тонкостенных неоребренных теплопередающих поверхностей регенеративного теплообменника, кожухотрубных конденсаторов, испарителя, промежуточных охладителей парообразного хладагента.

Выражение (XI.1) справедливо также для оребренных теплопередающих поверхностей, при этом труба может рассматриваться как тонкое кольцо с конечной теплоемкостью, которая является некоторой функцией эффективности ребер.

4. Принимают, что коэффициент теплопроводности в направлении оси потока бесконечно велик и тепловой поток отсутствует. Это справедливо для цилиндрических каналов, размер l которых вдоль потока значительно больше размера, перпендикулярного потоку (толщина обечайки или трубы δ).

Если $Bi \ll 1$, то закон распределения теплоподвода вдоль оси потока не играет никакой роли, так как во всех сечениях стенки ее температура будет одинакова. Это положение можно распространять до значения $Bi < 0{,}3$.

Очень важным параметром является число St, которое представляет собой приближенную меру отношения температурного перепада вдоль потока к температурному напору (число тепловых единиц переноса) и приближенно определяет отношение интенсивности тепло-

[1] Под каналом обычно понимают взаимодействие объекта с окружающей средой по определенному параметру.

отдачи от тела к потоку и интенсивности теплопередачи вдоль канала (возможность потока вынести теплоту из охлаждаемого контура).

Если для данного аппарата соблюдается условие $4\mathrm{St}\,(l/d) = 4\alpha/(\rho c\omega d) \gg 1$, то можно полагать, что разность температур стенки $\Theta_{ст}$ и потока $\Theta_{п}$ мала по сравнению с температурным перепадом вдоль канала. Это позволяет считать, что $\Theta_{ст} = \Theta_{п}$.

Таким образом, модель стенки сводится к модели с сосредоточенными параметрами (наиболее простой), для которой вся тепловая энергия сосредоточена в точке.

5. Коэффициенты теплоотдачи не являются функциями координат $\alpha \neq f(x)$, $0 < l < \infty$, т. е. коэффициенты теплоотдачи постоянны по длине аппарата.

6. Теплота, отдаваемая охлаждаемой средой, передается к стенке трубы и хладагенту.

7. В однофазных аппаратах холодильных установок в некоторых случаях представляется возможным не учитывать изменение плотности и теплоемкости рабочего тела. Это упрощает математическую модель, и движущуюся жидкость можно рассматривать как жесткий стержень. Скорость рабочего тела изменяется одновременно по всей длине канала.

8. Параметры потоков сред на всем участке трубы в течение времени находятся в термодинамическом равновесии и равномерно распределены по всему поперечному сечению, перпендикулярному к направлению потока.

Принятые допущения позволяют упростить исходную систему уравнений и записать ее для одномерного потока в следующем виде:

уравнение энергии рабочей среды

$$lG\,(\partial i/\partial x) + g\,(\partial i/\partial t) = \alpha_{в} F_{в}\,(\Theta_{ст} - \Theta); \qquad \text{(XI.2)}$$

уравнение теплового баланса

$$Q_{н} - g_{ст} c_{ст}\,(\partial\Theta_{ст}/\partial t) = \alpha_{в} F_{в}\,(\Theta_{ст} - \Theta); \qquad \text{(XI.3)}$$

уравнение сплошности

$$(\partial G/\partial x) + f\,(\partial p/\partial t) = 0; \qquad \text{(XI.4)}$$

уравнение состояния
соответственно термическое и калорическое

$$p_2 = f_{т}\,(p,\ \Theta); \quad i = f_{к}\,(p,\ \ldots_2); \qquad \text{(XI.5)}$$

уравнение движения

$$\rho\,(\partial\omega/\partial t) + (\partial p/\partial x) = -\rho g \sin\alpha - (\partial p_{тр}/\partial x), \qquad \text{(XI.6)}$$

где α — угол наклона оси потока к горизонту.

Полученная система уравнений (XI.2) — (XI.6) отражает нестационарный процесс в одномерной модели.

В процессе решения исходной системы уравнений вводят уравнения связи, которые позволяют замкнуть систему и получить решения в явном виде. Как правило, они представляют собой эмпирические или полуэмпирические зависимости, которые получают в процессе физического моделирования или непосредственно в процессе экспе-

риментального исследования аппаратов в цикле холодильной установки.

Аппараты в холодильных установках, как правило, являются моделью из трех подсистем — оболочки и двух теплообменивающихся потоков. Такая модель может быть решена в явном виде только при указанных допущениях.

Теплообменные аппараты с насадками рассматривают как модель из двух подсистем, что определяется их конструктивным решением.

9. Система уравнений (XI.2) — (XI.6) может быть предельно упрощена, если рассматривать ее как модель с сосредоточенными параметрами. В этом случае все параметры не зависят от пространственных координат и являются лишь функциями времени. Масса и энергия таких систем сосредоточены в одной точке.

Если конечное изменение входной величины линейной системы после затухания переходного процесса приводит к конечному изменению выходной величины, система называется статической. В астатических системах при постоянной входной величине устанавливается постоянная скорость изменения выходной величины, т. е. выходная величина равномерно изменяется во времени, убывая или возрастая с постоянной скоростью (теоретически неограниченно, практически же это изменение ограничено нелинейностями, которые всегда имеют место при больших отклонениях).

Если исследуемая система в неустановившемся режиме описывается линейным дифференциальным уравнением или системой таких уравнений, то говорят о линейной системе. Нелинейную систему описывает нелинейное дифференциальное уравнение.

Однако такое упрощение в принципе противоречит физике теплообменных процессов холодильных установок и допустимо только для конкретных случаев.

Поэтому в исследованиях широко используются комбинированные модели, которые в конечном итоге записываются как распределенные системы[1] с учетом сосредоточенности параметров по отдельным каналам.

Преобразование исходных уравнений и их решение выполнены А. И. Коханским и И. Г. Чумаком [16].

Математическая модель камеры хранения. Теоретическим основам математического моделирования процессов, протекающих в холодильных системах,

[1] Системы, динамические характеристики которых можно описать обыкновенными дифференциальными уравнениями, называются системами с сосредоточенными параметрами. Физический смысл этого понятия заключается в том, что их массы, емкости (накопители массы или энергии), сопротивления (тепловые, гидравлические, электрические) можно выделить и сосредоточить в одном месте. Когда речь идет о сосредоточенных параметрах, всегда имеется в виду определенная идеализация.

Наряду с системами с сосредоточенными параметрами рассматривают системы с распределенными параметрами или непрерывные системы. Они описываются дифференциальными уравнениями в частных производных.

В зависимости от того, какой порядок имеет обыкновенное дифференциальное уравнение, описывающее динамическую зависимость между входной и выходной величинами, говорят о системах первого порядка (одноемкостных), второго порядка, n-го порядка.

посвящены работы Л. И. Константинова, Л. Г. Мельниченко, А. И. Кохайского, В. А. Оносовского, О. Н. Занько.

Проиллюстрируем особенности составления математической модели сложного объекта на примере камеры хранения мороженых грузов[1].

Специфика работы камер хранения мороженых грузов в отличие от камер холодильной обработки заключается в том, что основным возмущающим воздействием, обусловливающим нестационарность температурно-влажностного режима холодильного помещения, является величина наружных теплопритоков.

Продукт в камере хранится в штабелях. Физические процессы в камере — тепло- и массообмен между продуктом, воздухом камеры, приборами охлаждения и ограждениями. В качестве приборов охлаждения применены воздухоохладители.

Используя метод системного анализа для камеры хранения, можно отметить, что камера (как единая система) состоит из следующих подсистем: 1) ограждения (определяющий параметр Θ_2); 2) хранимого продукта (средняя температура поверхности продукта $\Theta_{пр}$); 3) воздуха камеры (средняя температура в камере $\Theta_к$); 4) приборов охлаждения (средняя температура поверхности — $\Theta_{о.с}$).

Ограждения

Количество теплоты, аккумулируемой ограждением камеры за время dt,

$$\left(Q^к_{огр.н} + Q^л_{огр.н} - Q^к_{огр.пр} - Q^л_{огр.пр}\right) dt = \Delta Q_{огр},$$

где $Q^к_{огр.н}$ — наружный тепловой поток к ограждению из-за температурного градиента (теплообмен конвекцией).

$$Q^к_{огр.н} = \alpha_{огр\ н} F_{огр.н} (\Theta_н - \Theta_1).$$

Здесь Θ_1 — наружная температура поверхности ограждения; $\Theta_н$ — температура наружного воздуха; $Q^л_{огр\ н}$ — наружный тепловой поток к ограждению, вызванный лучистым теплообменом, обусловленным солнечной радиацией

$$Q^л_{огр.н} = F_{огр.н}\, I \cos\varphi,$$

где I — интенсивность солнечной радиации; φ — угол между направлением потока радиации и нормалью к облучаемой поверхности; $Q^к_{огр.пр}$ — конвективный тепловой поток от ограждения к продукту

$$Q^к_{огр.пр} = \alpha^к_{огр.} F_{огр.вн} (\Theta_2 - \Theta_к),$$

где Θ_2 — температура внутренней поверхности ограждений; $\Theta_к$ — температура камеры, близкая по значению $\Theta_{пр}$; $Q^л_{огр.\ пр}$ — лучистый тепловой поток от ограждения к продукту

$$Q^л_{огр.пр} = a\alpha_л F_{огр.вн} (\Theta_2 - \Theta_{пр}).$$

В общем случае $\Theta_2 - \Theta_{пр} = \Theta_2 - \Theta_к$

a — доля теплоты, передаваемой от ограждения к продукту; $\alpha_л$ — коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием

$$\alpha_л = \varphi c_0 \varepsilon_{п.огр.пр} \left[\left(\frac{\Theta_2}{100}\right)^4 - \left(\frac{\Theta_{пр}}{100}\right)^4\right] \Big/ \Theta_2 - \Theta_{пр},$$

где $\varepsilon_{п.\ огр.\ пр}$ — приведенный коэффициент черноты продукта и ограждения; $\varepsilon_{п.\ огр.\ пр} = \varepsilon_{пр}\ \varepsilon_{огр}$;

---

[1] Математическая модель разработана А. И. Коханским и Н. И. Чумак для камеры хранения продуктов в холодильнике.

φ — коэффициент облученности; c_0 — коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела.

Учет влияния солнечной радиации чрезвычайно сложен. Учет ее интенсивности I зависит от географической широты местности, облачности, загрязнения воздуха и многих других трудноучитываемых факторов.

Повышение температуры облучаемой поверхности учитывается условной температурой наружного воздуха. Последняя определяется по формуле

$$\Theta^{н}_{усл} = \Theta_{н} + 0{,}75 I \rho / \alpha_{огр.н},$$

где $\alpha_{огр.н}$ — коэффициент теплоотдачи от наружного воздуха к наружной поверхности ограждения; ρ — коэффициент поглощения солнечной радиации облучаемой поверхностью.

На основании записанных уравнений учитывая, что $\Delta Q_{огр} = \sum_{i=1}^{n} m_{огр} c_{огр} d\Theta_2$, запишем

$$\sum_{i=1}^{n} m_{огр} c_{огр} d\Theta_2 = \left[\left(\frac{1}{\frac{1}{\alpha_{огр.н}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}} \right) F_{огр.н} (\theta_1 - \theta_2) - \right.$$

$$\left. - \alpha^{к}_{огр} F_{огр.вн} (\theta_2 - \theta_к) - a \alpha_л F_{огр.вн} (\theta_2 - \theta_{пр}) \right] dt. \qquad (XI.7)$$

Продукт

Количество теплоты, аккумулируемой в массе продукта при изменении температуры поверхности его в процессе хранения, можно записать в виде

$$m_{пр} c_{пр} d\theta_{пр} = \left(\pm Q^{к}_{пр} - Q^{вл}_{пр} + Q^{л}_{огр.пр} + Q^{л}_{пр} \right) dt, \qquad (XI.8)$$

где $m_{пр}$ — масса продукта; $c_{пр}$ — теплоемкость продукта. Здесь составляющие тепловых потоков выражаются зависимостями: $Q^{к}_{пр}$ — от продукта к воздуху камеры за счет конвективного теплопереноса или к продукту

$$Q^{к}_{пр} = \alpha^{к}_{пр} F_{пр} (\theta_{пр} - \theta_к)$$

$$Q^{л}_{огр.пр} = [a] \alpha_л F_{пр} (\theta_2 - \theta_{пр}), \qquad (XI.9)$$

где $Q^{л}_{пр}$ — от продукта к батареям камеры (лучистый теплообмен);

$$Q^{л}_{пр} = \alpha^{л}_{пр} F_{пр} (\theta_{пр} - \theta_к),$$

где $Q^{вл}_{пр}$ — от продукта к воздуху камеры влажным путем,

$$Q^{вл}_{пр} = Q_{общ} (\xi_{пр} - 1/\xi_{пр}) \varepsilon_б,$$

где $Q_{общ}$ — общий тепловой поток; $\xi_{пр}$ — коэффициент влаговыпадения, определяемый при $\Theta_{пр}$; $\varepsilon_б$ — безразмерная характеристика процесса; для хранения мороженого груза $\varepsilon_б = 0{,}8$. Уравнение можно представить в следующем виде

$$Q^{вл}_{пр} = \alpha^{к}_{пр} F_{пр.эф} m_{пр} (\xi_{пр} - 1) \varepsilon_б (\theta_{пр} - \theta_к).$$

Для практических расчетов удобнее пользоваться величиной эффективной поверхности испарения пищевых продуктов, согласно которой можно выразить площадь поверхности продукта следующим образом:

$$F_{пр} = F_{пр.эфф} m_{пр},$$

где $F_{\text{пр. эфф}}$ — эффективная площадь поверхности испарения пищевого продукта на 1 кг массы при заданных условиях складирования, м²/кг.

На основании сказанного выше выражение (XI.9) можно записать

$$m_{\text{пр}}c_{\text{пр}}d\theta_{\text{пр}} = \{-\alpha^{\text{к}}_{\text{пр}} F_{\text{пр.эфф}} m_{\text{пр}} (\theta_{\text{пр}} - \theta_{\text{к}}) + a\alpha_{\text{л}} F_{\text{пр.эфф}} m_{\text{пр}} (\theta_2 - \theta_{\text{пр}}) -$$

$$- \alpha^{\text{л}}_{\text{пр}} F_{\text{пр.эфф}} m_{\text{пр}} (\theta_{\text{пр}} - \theta_{\text{к}}) - \alpha^{\text{к}}_{\text{пр}} F_{\text{пр.эфф}} m_{\text{пр}} (\xi_{\text{пр}} - 1) (\theta_{\text{пр}} - \theta_{\text{к}}) \varepsilon_{\text{б}}\} dt$$

или

$$c_{\text{пр}}m_{\text{пр}}d\theta_{\text{пр}} = \{-\alpha^{\text{к}}_{\text{пр}} F_{\text{пр.эфф}} m_{\text{пр}} (\theta_{\text{пр}} - \theta_{\text{к}}) [1 + (\xi_{\text{пр}} - 1) \varepsilon_{\text{б}}] + a\alpha_{\text{л}} F_{\text{пр. эфф}} \times$$

$$\times m_{\text{пр}} (\theta_2 - \theta_{\text{пр}}) - \alpha^{\text{л}}_{\text{пр}} F_{\text{пр.эфф}} m_{\text{пр}} (\theta_{\text{пр}} - \theta_{\text{к}})\} dt. \qquad \text{(XI.10)}$$

Воздух камеры

Уравнение аккумуляции теплоты в объеме камеры при нарушении стационарности режима

$$m_{\text{в}}c_{\text{в}}d\theta_{\text{к}} = \left(\pm Q^{\text{к}}_{\text{пр}} + Q^{\text{к}}_{\text{огр}} + Q^{\text{вл}}_{\text{пр}} - Q^{\text{к}}_{\text{в.о}} - Q^{\text{вл}}_{\text{в.о}}\right) dt. \qquad \text{(XI.11)}$$

Составляющие уравнения (XI.8) можно записать

$$Q^{\text{к}}_{\text{пр}} = \pm[\alpha^{\text{к}}_{\text{пр}} F_{\text{пр.эфф}} m_{\text{пр}} (\theta_{\text{пр}} - \theta_{\text{к}})]. \qquad \text{(XI.12)}$$

$Q^{\text{к}}_{\text{пр}}$ берется со знаком минус при $t_{\text{к}} > \theta_{\text{пр}}$ и со знаком плюс при $t_{\text{к}} < \theta_{\text{пр}}$

$$Q^{\text{вл}}_{\text{пр}} = \alpha^{\text{к}}_{\text{пр}} F_{\text{пр.эфф}} m_{\text{пр}} (\theta_{\text{пр}} - \theta_{\text{к}}) \varepsilon_{\text{б}} (\xi_{\text{пр}} - 1). \qquad \text{(XI.13)}$$

$Q^{\text{к}}_{\text{огр}}$ — тепловой поток от ограждения к воздуху камеры конвективным путем

$$Q^{\text{к}}_{\text{огр}} = \alpha^{\text{к}}_{\text{огр}} F_{\text{огр. вн}} (\theta_2 - \theta_{\text{к}}); \qquad \text{(XI.14)}$$

$Q^{\text{к}}_{\text{в.о}}$ — тепловой поток от воздуха камеры к теплообменной поверхности охлаждающих приборов сухим путем

$$Q^{\text{к}}_{\text{в.о}} = \alpha_{\text{в.о}} F_{\text{в.о}} (\theta_{\text{к}} - \theta_{\text{о, s}}); \qquad \text{(XI.15)}$$

$Q^{\text{вл}}_{\text{в.о}}$ — тепловой поток от воздуха камеры к теплообменной поверхности охлаждающих приборов влажным путем

$$Q^{\text{вл}}_{\text{в.о}} = \alpha_{\text{в.о}} F_{\text{в.о}} (\theta_{\text{к}} - \theta_{\text{о, s}}) (\xi_{\text{в.о}} - 1) \varepsilon_{\text{б}}, \qquad \text{(XI.16)}$$

где $\xi_{\text{в.о}}$ — коэффициент влаговыпадения, определяемый при $\Theta_{\text{в.о}}$.

Тепловой поток от воздуха камеры к потолку при наличии экрана отсутствует:

$$Q^{\text{к}}_{\text{пот}} = 0. \qquad \text{(XI.17)}$$

Согласно выражениям (XI.12) — (XI.17) уравнение (XI.10) можно представить в следующем виде:

$$m_{\text{в}}c_{\text{в}}d\theta_{\text{к}} = [\alpha^{\text{к}}_{\text{огр}} F^{\text{вн}}_{\text{огр}} (\theta_2 - \theta_{\text{к}}) + \alpha^{\text{к}}_{\text{пр}} F_{\text{пр.эфф}} m_{\text{пр}} (\theta_{\text{пр}} - \theta_{\text{к}}) \varepsilon_{\text{б}} (\xi_{\text{пр}} - 1) -$$

$$- \alpha_{\text{в.о}} F_{\text{в.о}} (\theta_{\text{к}} - \theta_{\text{о, s}}) - \alpha_{\text{в.о}} F_{\text{в.о}} (\theta_{\text{к}} - \theta_{\text{о, s}}) (\xi_{\text{в.о}} - 1) \varepsilon_{\text{б}} -$$

$$- \alpha^{\text{к}}_{\text{пр}} F_{\text{пр.эфф}} m_{\text{пр}} (\theta_{\text{пр}} - \theta_{\text{к}})] dt. \qquad \text{(XI.18)}$$

Изменение температуры поверхности охлаждающих приборов при нарушении тепло- и массообмена в камере описывается следующим равенством:

$$m_{в.о}\, c_{в.о}\, \theta_{в.о} = \left(-Q^{к}_{в.о} - Q^{вл}_{в.о} + Q_о\right).$$

Здесь $Q^{к}_{в.о}$ — тепловой поток от воздуха камеры к приборам охлаждения за счет конвективного теплообмена

$$Q^{к}_{в.о} = \alpha_{в.о} F_{в.о} (\theta_к - \theta_{о,s});$$

$Q^{вл}_{в.о}$ — тепловой поток от воздуха камеры к приборам охлаждения (теплообмен влажным путем)

$$Q^{вл}_{в.о} = \alpha_{в.о} F_{в.о} (\theta_к - \theta_{о,s})\ (\xi_{в.о} - 1)\, \varepsilon_б.$$

При расчете процессов тепло- и массообмена в камерах хранения находят равновесные температуру и относительную влажность воздуха, а также потери продуктов от усушки.

Количество аккумулируемой влаги в объеме камеры при нарушении влажностного баланса может быть выражено соотношением

$$dG + dm = (W_{пр} + W_{огр} + W_{дв} + W_р - W_{вл})\, dt, \qquad (XI.19)$$

где G — количество влаги, находящееся в воздухе камеры; m — количество влаги, поступающее в воздух в результате испарения ее с поверхности продукта.

Здесь влагоприток от усушки пищевых продуктов

$$W_{пр} = \alpha^{к}_{пр} F_{эфф} m_{пр} (\theta_{пр} - \theta_к)\ (\xi_{пр} - 1)\ \frac{\varepsilon_б}{r}. \qquad (XI.20)$$

Как показали исследования, количеством влаги $W_{огр}$, проникающим через наружные ограждения, можно пренебречь. Заметную величину в общем балансе составляют влагопритоки, вносимые воздухом, поступающим через дверь $W_{дв}$, особенно при отсутствии тамбуров или воздушных завес. Величина их может составить 10—15% от общих влагопритоков. Однако эти процессы воздухообмена настолько сложны, что позволяют только приближенно учесть величину тепло- и влагопритоков через дверные проемы. Теплопритоки воздуха, поступающего через данный проем, определяют так же, как и при вентиляции камер наружным воздухом.

В результате исследований, проведенных в ОТИХП, было установлено, что зона смешения воздуха располагается широкой полосой в центре дверного проема, в связи с чем действительные зоны входа и выхода воздуха меньше теоретических (по Тамму) на 23—24 %. Для учета этого была введена поправка. При этом действительный объем воздуха

$$V_{дв} = 0{,}51F \sqrt{\frac{2gh\,(1 - \rho_н/\rho_к)}{\left(1 + \sqrt[3]{\rho_н/\rho_к}\right)^3}}. \qquad (XI.21)$$

Введя обозначение $Z = 3600 \times 0{,}51$, выражение для влагопритока через двери может быть записано в следующем виде

$$W_{дв} = ZF\rho_i \sqrt{\frac{2gh\,(1 - \rho_н/\rho_к)}{\left(1 + \sqrt[3]{\rho_н/\rho_к}\right)^3}}\ (d_н - d_к). \qquad (XI.22)$$

Влагоотвод $W_{вл}$ из воздуха холодильной камеры происходит путем конденсации водяного пара на поверхности охлаждающих приборов. Для воздухо-

охладителя $W_{в.о} = \dfrac{Q_{общ}(1 - 1/\xi_{в.о})}{r_э - i_w}$, или после несложных преобразований

$$W_{в.о} = [\alpha^к_{в.о} F_{в.о} (\theta_к - \theta_{о.s}) (\xi_{в.о} - 1)] / (r - i_w). \quad (XI.23)$$

Общее количество влаги, содержащееся в воздухе холодильной камеры, $G = \varphi_к (1 - \beta_v) V_{стр} \rho_в d''_к$,

где $V_{стр}$ — строительный объем камеры, м³; $(1 - \beta_v) V_{стр}$ — объем камеры, не занятый грузом, м³; β_v — коэффициент использования объема камеры; $\rho_в$ — плотность сухого воздуха при температуре камеры.

Величина $(1 - \beta_v) V_{стр} \rho_в d''_к$ характеризует максимальную влагоемкость камеры при данной температуре в камере $\Theta_к$, поэтому изменение количества влаги будет соответствовать изменению относительной влажности

$$dG = [(1 - \beta_v) V_{стр} \rho_в] d\left(d''_к \varphi_к\right). \quad (XI.24)$$

Таким образом, выражение (XI.19) согласно уравнениям (XI.19), (XI.21), (XI.22) и (XI.23) можно записать

$$[(1 - \beta_v) V_{стр} \rho_в] d\left(d''_к \varphi_к\right) = [\alpha^к_{пр} F_{пр.эфф} m_{пр} (\theta_{пр} - \theta_к) (\xi_{пр} - 1) \times$$

$$\times \frac{\varepsilon_б}{r} + ZF\rho_н \sqrt{\frac{2gh(1 - \rho_н/\rho_к)}{\left(1 + \sqrt[3]{\rho_н/\rho_к}\right)^3}}\, d''_н \varphi_н - ZF\rho_к \sqrt{\frac{2gh(1 - \rho_н/\rho_к)}{\left(1 + \sqrt[3]{\rho_н/\rho_к}\right)^3}} \times$$

$$\times d''_к \varphi_к + W_р - \alpha_{в.о} F_{в.о} (\theta_к - \theta_{о.s}) (\xi_{в.о} - 1) \frac{1}{r - i_w}]. \quad (XI.25)$$

Систему уравнений (XI.8), (XI.10), (XI.18), (XI.25) следует линеаризовать методом малого параметра в окрестности стационарного режима и решить ее, применяя прямое и обратное преобразование Лапласа, по координате времени.

Решение представляется в виде передаточных функций по различным каналам.

Например, в виде

$$\frac{\Delta\varphi_к}{\Delta\theta_к} = -\frac{x_3 x_1 k_{21} x_7}{y_1} l^{-P_1 t} + \frac{x_4 x_2 k_{21} x_7}{y_2} l^{-P_2 t} + \frac{-k_{21} x_7}{y_3},$$

где $\Delta\varphi_к$, $\Delta\Theta_к$ — относительная влажность и температура воздуха в приращениях; k_3, k_5, k_{14}, k_{21} — коэффициенты, учитывающие теплотехнические и конструктивные характеристики объекта.

$$x_1 = (1 - T_{пр} P_1); \qquad P_{1,2} = \frac{A_4 \pm \sqrt{A_4^2 - 4A_3A_5}}{2A_3};$$

$$x_2 = (1 - T_{пр} P_2); \qquad A_3 = T_{огр} T_{пр} (1 - k_{21} k_5);$$

$$x_3 = (1 - T_{огр} P_1); \qquad A_4 = (T_{огр} + T_{пр}) (1 - k_{21} k_5);$$

$$x_4 = (1 - T_{огр} P_2); \qquad A_5 = (1 - k_5 k_{21}) (1 - k_3 k_{14});$$

$$x_7 = (1 - k_3 k_{14}); \qquad y_1 = -P_1 (P_2 - P_1); \qquad y_2 = -P_2 (P_1 - P_2);$$

$$y_3 = P_2 P_1.$$

Здесь $T_{огр}$, $T_{пр}$ — постоянные времени для ограждения и продукта.

Представленная математическая модель камеры хранения адекватна физическим процессам, протекающим между ограждением, воздухом и продуктом, и может быть использована для анализа условий тепло- и массопереноса, а также для определения рабочих характеристик камер и их охлаждающих систем.

КОМПОНОВКА УЗЛОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

При компоновке холодильной установки стремятся к наиболее удобному взаимному расположению отдельных ее узлов, которые располагают с таким расчетом, чтобы уменьшить протяженность коммуникаций и повысить удобство обслуживания. Компрессорный цех располагают, как правило, в одном блоке с холодильником, поскольку транспортировка холода на большие расстояния затруднена из-за роста гидравлических сопротивлений в длинных трубопроводах, а следовательно, потерь давления и расхода электроэнергии на выработку холода.

Прокладка трубопроводов между отдельными узлами установки и компрессорами может быть надземной и подземной. Для систем оборотного водоснабжения предпочтение отдают надземной прокла-

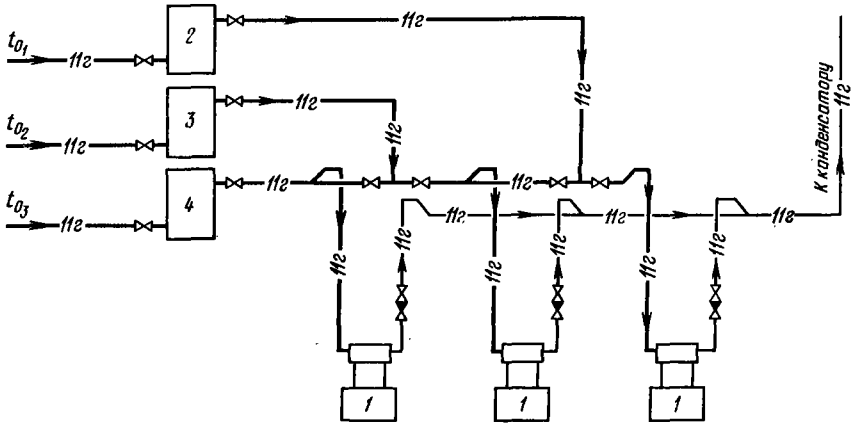


Рис. XI.7. Узел подключения одноступенчатых компрессоров:
1 — компрессор; *2, 3, 4* — отделители жидкости.

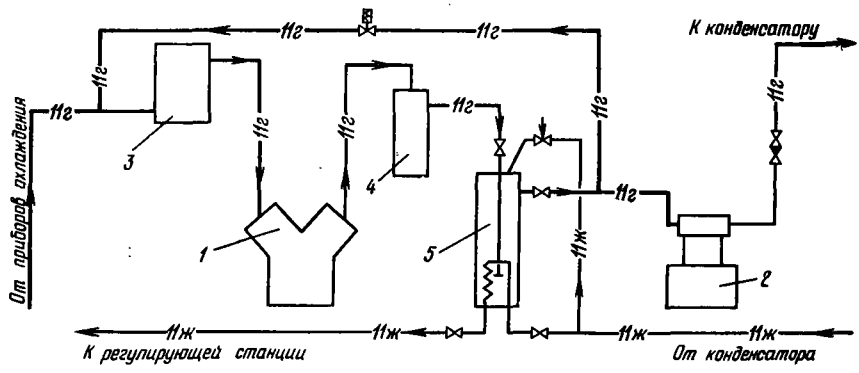


Рис. XI.8. Узел подключения двухступенчатых компрессоров:
1 — компрессор низкой ступени; *2* — компрессор высокой ступени; *3* — отделитель жидкости; *4* — маслоотделитель; *5* — промежуточный сосуд.

ке трубопроводов, которые укладывают на опорах. Прокладка холодильных коммуникаций по наружным стенам здания не допускается. Не допускается также прокладка труб для транспортировки аммиака через бытовые, подсобные, административно-хозяйственные помещения, помещения КИПа, электроснабжения, трансформаторных подстанций и вентиляционные камеры, а также бесканальная прокладка в конструкциях полов. Прокладку трубопроводов по контуру холодильника и компрессорного цеха следует проводить в соответствии с требованиями правил технической и пожарной безопасности.

Рассмотрим схемы подключения отдельных элементов компрессорного цеха.

В общем случае схема подключения одноступенчатых компрессоров выглядит следующим образом (рис. XI.7). На нагнетательной линии каждого компрессора устанавливают обратный клапан для предотвращения обратного тока пара при остановке компрессора. При остановке всех компрессоров в общем нагнетательном коллекторе может сконденсироваться пар. При расположении конденсаторов выше уровня отметки компрессоров в зимний период появляется опасность конденсации паров в нагнетательном трубопроводе, особенно во время стоянки машин, поэтому нагнетательные трубопроводы компрессоров подключают к общему нагнетательному коллектору сверху.

Аналогичным образом осуществляется подключение к общему всасывающему коллектору.

Схема подключения двухступенчатых компрессоров представлена на рис. XI.8. В схеме применен промежуточный сосуд со змеевиком.

Для облегчения пуска двухступенчатых машин, а также разгрузки промежуточного сосуда линии всасывания компрессоров обеих ступеней соединяют между собой трубопроводом и устанавливают на нем соленоидный вентиль. В случае применения в двухступенчатых машинах для низкой ступени ротационных и винтовых компрессоров после каждого компрессора предусматривается включение маслоотделителя для предотвращения уноса масла в нагнетательный трубопровод. Все двухступенчатые агрегаты нового ряда компрессоров снабжены маслоотделителями после низкой ступени.

Применяют схемы, в которых на все двухступенчатые агрегаты, работающие на одну температуру кипения, устанавливают один большой промежуточный сосуд; он же выполняет функцию циркуляционного ресивера для промежуточной температуры кипения. Такие схемы получили название компаундных. В этих схемах (рис. XI.9) отсутствует группировка холодильных машин по агрегатам, что является несомненным эксплуатационным преимуществом. Их компонуют из одноступенчатых бустер компрессоров даже одной марки с соответствующим подбором числа машин по ступеням сжатия. В таких схемах промежуточное давление (оно же является давлением, соответствующим более высокой температуре кипения) поддерживается с помощью включений и отключений компрессоров или групп цилиндров как низкой, так и высокой ступеней.

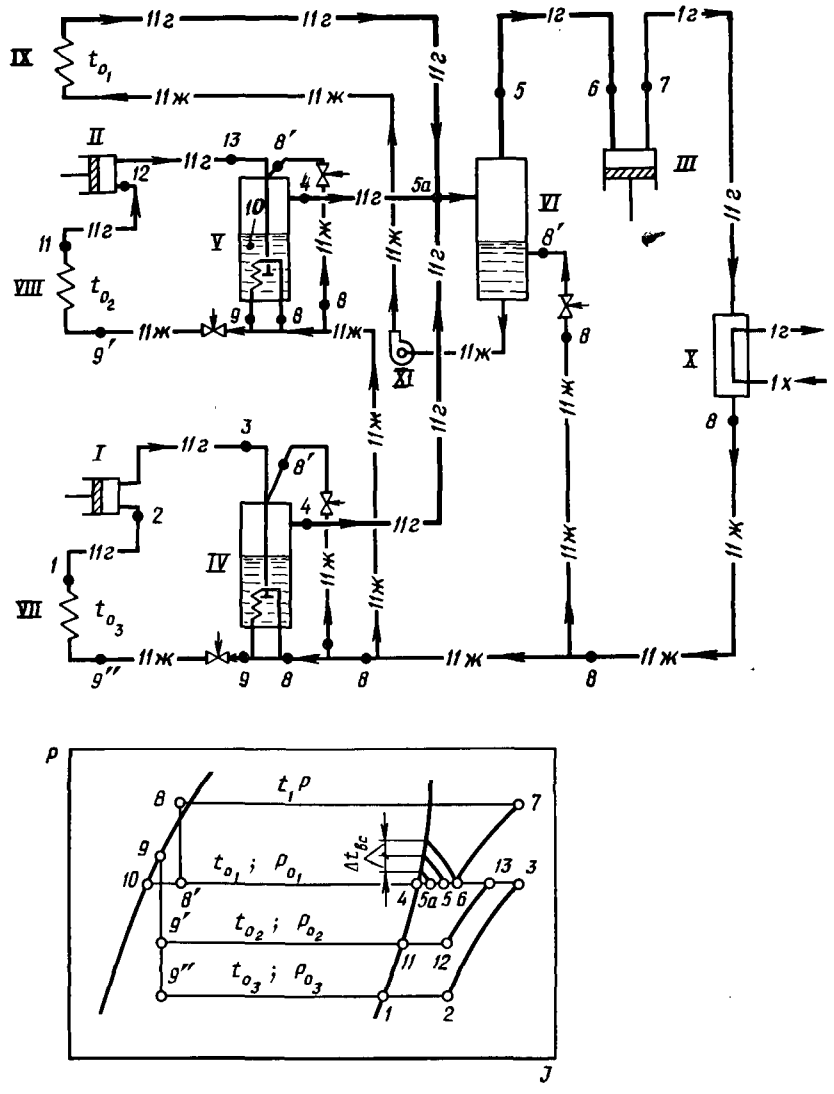


Рис. XI.9. Компаундная схема двухступенчатого сжатия и ее изображение в p—J-диаграмме:

I — компрессор низкой ступени для температуры t_{03}; *II* — компрессор низкой ступени для температуры t_{02}; *III* — компрессор высокой ступени для температуры t_{01}; *IV* — промежуточный сосуд системы с температурой кипения t_{01}; *V* — промежуточный сосуд системы с температурой кипения t_{01}; *VI* — циркуляционный ресивер (t_{01}); *VII* — испаритель системы с t_{03}; *VIII* — испаритель системы с t_{02}; *IX* — испаритель системы с t_{01}; *X* — конденсатор; *XI* — аммиачный насос. Арабскими цифрами обозначены точки цикла.

Холодильные установки, имеющие три температуры кипения, также могут включаться по компаундной схеме, объединяясь между собой циркуляционными ресиверами промежуточной температуры кипения.

Таким образом, если в обычных схемах вертикальный ресивер выполняет две функции — отделителя жидкости и ресивера, то в таких схемах у него появляется третья функция — промежуточного сосуда.

Для размещения кожухотрубных конденсаторов необходимо специальное аппаратное отделение. В процессе монтажа их устанавливают так, чтобы конденсат свободно сливался в линейный ресивер,

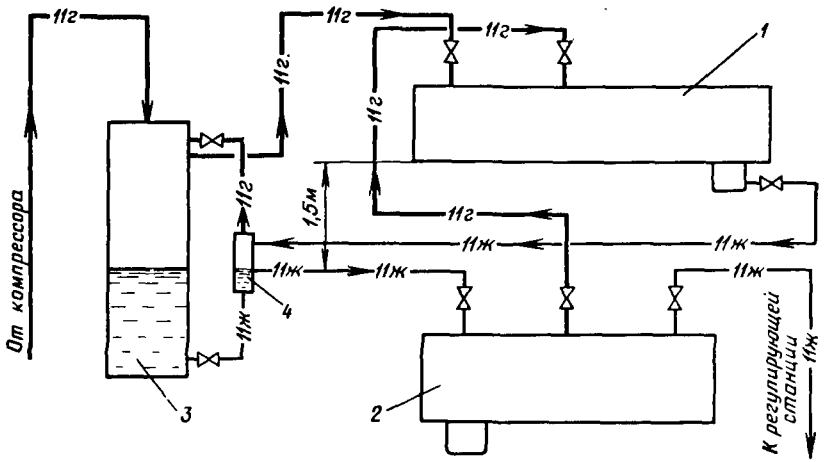


Рис. XI.10. Схема питания маслоотделителя через уровнедержатель:
1 — конденсатор; *2* — линейный ресивер; *3* — маслоотделитель; *4* — уровнедержатель.

расположенный ниже конденсаторов. Конденсаторы (вертикальные кожухотрубные, испарительные, воздушные) и их комплектующее оборудование располагаются на открытых площадках. Линейные ресиверы и конденсаторы при таком расположении должны быть защищены навесом легкой конструкции от воздействия солнечных лучей.

Раздача хладагента от линейных ресиверов к потребителям холода осуществляется через регулирующую станцию, представляющую собой набор коллекторов с регулирующей и запорной арматурой на жидкостных линиях к потребителям.

На производственных и распределительных холодильниках, где эксплуатируются одновременно одно- и двухступенчатые компрессоры, на регулирующей станции устанавливают обычно два коллектора: один — высокотемпературный ($t = -3 \div -15$ °С), другой — низкотемпературный ($t = -30 \div -40$° С).

Регулирующую станцию выполняют в виде щита, закрывающего коллекторы. Через щит выводят маховики запорной арматуры на высоте, удобной для обслуживания. В верхней части его устанавливают манометры, показывающие давления в аппаратах установки.

С точки зрения надежной работы насосно-циркуляционных систем охлаждения весьма важным является узел циркуляционный ре-

сивер — аммиачный насос, обеспечивающий бесперебойное снабжение приборов охлаждения жидким хладагентом.

Для того чтобы избежать вскипания жидкости во всасывающей линии насоса из-за падения давления в ней, насос располагают ниже свободного уровня жидкого хладагента в циркуляционном ресивере, обеспечивая соответствующий подпор жидкости на всасывающей стороне насоса (рис. XI.10).

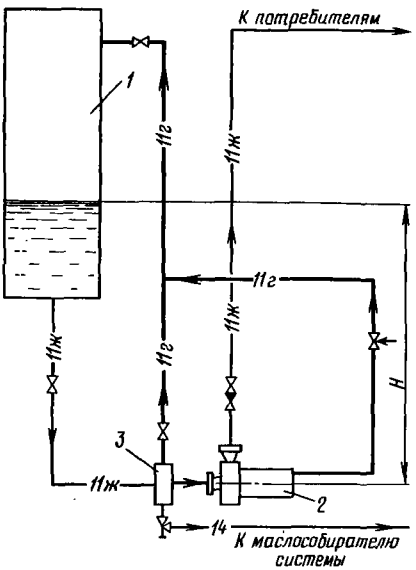


Рис. XI.11. Узел подключения аммиачного герметичного насоса:
1 — циркуляционный ресивер; *2* — насос; *3* — маслосборник.

Для насосов типа ЗЦ-4 подпор на всасывании $H = 1{,}2$ м при $t = -12°$ С, $H = 1{,}5$ м при $t = -30°$ С; $H = 1{,}8$ м при $t = -40°$ С.

Для насосов типа ЦНГ-70М подпор также зависит от температуры кипения хладагента и для $t_0 = -40°$ С составляет 3,5 м. При подключении насоса к ресиверу следует стремиться к тому, чтобы сопротивления всасывающего трубопровода насоса были как можно меньше. С этой целью трубопровод выполняют с наименьшим числом изгибов, переходов и т. п. Диаметр всасывающего трубопровода выбирают обычно на один размер больше входного патрубка насоса и подключают к последнему коническим переходом.

Схема подключения к ресиверу насоса ЦНГ показана на рис. XI.11. Подключение всасывающей линии насоса осуществляется непосредственно к днищу ресивера *1*. На всасывающей линии перед входом в насос установлен маслосборник, выполняющий одновременно функцию отделения пара от жидкости, поступающей в насос. Полость электродвигателя насоса охлаждается хладагентом, который может даже вскипать, поэтому для выравнивания давления в этой полости ее соединяют с паровым пространством ресивера уравнительной линией, на которой устанавливают регулирующий вентиль.

Компоновка вентиляторной градирни с горизонтальными кожухотрубными конденсаторами представлена на рис. XI.12. Циркуляционный насос подает охлаждающую воду на конденсатор и параллельно на охлаждающие рубашки компрессоров. Проходя через конденсатор, вода поступает на градирню, охлаждается и из поддона градирни самотеком сливается в циркуляционный резервуар, откуда забирается насосом. В резервуар самотеком сливается также вода из рубашек компрессоров. Несколько иначе выглядит эта схема при применении вертикальных кожухотрубных конденсаторов, где

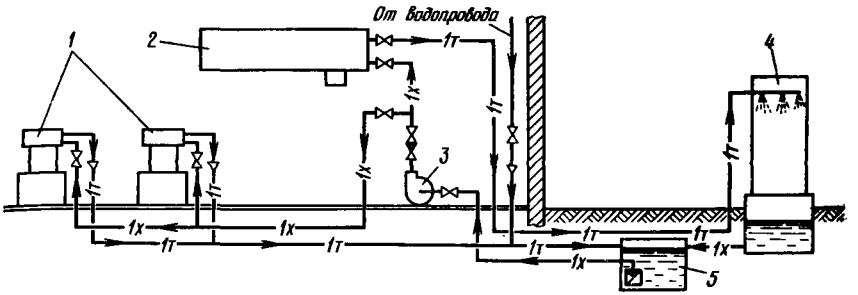


Рис. XI.12. Схема оборотного водоснабжения холодильной установки:
1 — компрессор; *2* — конденсатор; *3* — насос; *4* — градирня; *5* — водосборный резервуар.

охлаждающая вода самотеком стекает по внутренней поверхности труб. Поэтому появляется второй циркуляционный контур: сначала она стекает из конденсатора в поддон, откуда забирается насосом и подается на градирню, затем уже другим насосом забирается из циркуляционного резервуара и подается на охлаждение конденсатора.

ТРЕБОВАНИЯ К РАЗМЕЩЕНИЮ ОБОРУДОВАНИЯ

Машинное отделение компрессорного цеха может располагаться только в первом этаже отапливаемого здания. Аппаратное отделение может быть размещено в любом этаже здания, в том числе и в подвале. Над машинным отделением, аппаратным отделением, холодильными камерами, оборудованными приборами непосредственного охлаждения, и в непосредственной близости от них не должны быть расположены жилые помещения, бытовые помещения производственных цехов, столовые и другие помещения с большим скоплением людей. Допускается соседство помещений, где основным технологическим процессом является обработка сырья искусственным холодом и где весь персонал ознакомлен с правилами безопасности на холодильных установках. Машинное отделение должно иметь высоту не менее 4,2 м до низа несущих строительных конструкций. Высота машинного и аппаратного отделений для реконструируемых предприятий допускается соответственно 3,6 и 3,0 м. В машинном отделении предусматривается два выхода, один из которых должен быть непосредственно наружу. Выходные двери, которые открываются наружу, должны быть максимально удалены друг от друга.

Аппаратное отделение при наличии из него выхода в машинное отделение должно иметь второй выход непосредственно наружу. Подоконники в машинном отделении должны располагаться на высоте не более 85 см. Покрытия компрессорных цехов выполняют из легкосбрасываемых плит либо площадь окон и дверей принимают не менее 0,03 м^2 на 1 м^3 объема помещения.

При компоновке холодильного оборудования необходимо стремиться к выполнению ряда условий: удобство обслуживания оборудования и монтажа установки; компактность взаимного расположения

оборудования, позволяющая сократить площадь для его установки и протяженность коммуникаций, возможность расширения и реконструкции без длительной остановки оборудования; обеспечение требований взрыво- и пожаробезопасности.

Согласно последнему требованию при расположении оборудования между выступающими частями машин следует оставлять проход не менее 1 м. Основной проход для обслуживания должен быть не менее 1,5 м, проход между регулирующей станцией и машиной 1,5 м. Проход между гладкой стеной и машиной должен быть не менее 0,8 м (если он не основной для обслуживания). Расстояние между колонной и выступающей частью машины допускается 0,7 м. Разрешается располагать аппараты у стены. Вся запорная арматура должна устанавливаться на высоте, доступной для обслуживания; для высоко расположенной арматуры устраивают металлические площадки с ограждениями.

Обычно для крупных холодильных установок характерна разветвленная сеть трубопроводов. Особенно насыщены трубопроводами холодильные установки химических предприятий, холодильников мясокомбинатов и городских молочных заводов. Так, на мясокомбинатах — это аммиачные трубопроводы, трубопроводы ледяной воды, рассола, на молочных заводах — трубопроводы большого диаметра для ледяной воды и рассола. В холодильниках аммиачные магистрали обычно прокладывают вдоль коридоров в пространстве между потолком и подвесными путями. На многоэтажных холодильниках между этажами устраивают специальные шахты для трубопроводов. В химических цехах и на производственных холодильниках магистрали прокладывают аналогично с той лишь разницей, что рядом с трубопроводами хладагента и промежуточного хладоносителя прокладывают трубопроводы водо- и пароснабжения, воздуховоды и другие сети различного назначения.

Особенно сложной является прокладка холодопроводов в производственных цехах. Производственные помещения насыщены технологическими аппаратами, от которых вверх тянется множество изолированных труб; в верхней части помещения под потолком во взаимно перпендикулярных направлениях перекрещиваются магистрали больших диаметров. Трубопроводы вместе с другими коммуникациями занимают порой значительные объемы помещений и затемняют их.

Поэтому необходимо располагать трубопроводы холодо- и теплоснабжения в стороне от технологических аппаратов, а по возможности — выносить их из помещения. Одним из способов решения вопроса является устройство ложного потолка, в котором размещают магистральные трубопроводы.

На холодильниках вентиляционные камеры, воздуховоды, магистральные трубопроводы и воздухоохладители размещают на техническом этаже. С технического этажа трубы опускаются к аппаратам, имеющим большую высоту. В этом случае достигается минимальная протяженность трубопроводов в производственном помещении.

В компрессорных цехах трубы собирают в пучки и крепят на подвесках к покрытию. По стенам прокладывают обычно единичные трубопроводы.

Преимущественное применение получила бесканальная разводка трубопроводов. Разрешается прокладка изолированных трубопроводов большого диаметра в проходном канале. Однако, когда и такие каналы оказываются неудобными для обслуживания, под компрессорным цехом устраивают подвалы. Это необходимо при установке горизонтальных либо оппозитных компрессоров, имеющих нижнюю разводку трубопроводов. При такой разводке получаются «мешки» во всасывающих и нагнетательных трубопроводах, в которых возможно скопление жидкого аммиака. Поэтому к этим трубопроводам подключают линии свободного слива жидкости в дренажный ресивер.

При установке в компрессорных цехах вертикальных, W-образных и V-образных компрессоров применяют в основном верхнюю разводку трубопроводов. Все это в значительной степени затемняет цех, создает тесноту, неудобства для работы обслуживающего персонала. Для того чтобы цехи были более просторными, увеличивают проходы между машинами до 2—2,5 м, а иногда и до 3 м. Для обслуживания машин также предусматривают проход 2,5—3 м. Для того чтобы трубопроводы не занимали много места, коллекторы и магистрали располагают в стороне от машин и от постоянного места нахождения обслуживающего персонала, а трубы подводят к компрессорам перпендикулярно стороне обслуживания. Это создает условия для наилучшей естественной освещенности цеха. Нижняя разводка трубопроводов в машинном отделении наиболее удобная.

Во всех случаях при монтаже аммиачных трубопроводов необходимо соблюдать уклоны. При этом все трубопроводы, как правило, всегда прокладывают с уклоном не менее 0,001 в сторону от компрессоров. Жидкостные самотечные линии монтируют с уклоном 0,001 к той емкости, к которой их подключают, с уклоном прокладывают и дренажные линии. Водяные и рассольные подающие (напорные) линии прокладывают с уклоном 0,03, а сливные (самотечные) располагают с уклоном 0,05 в сторону, обеспечивающую их опорожнение.

При наличии «мешков» на всасывающих линиях устанавливают «ловушки» с дренажом, представляющие собой расширяющийся участок трубы, к которому подключен трубопровод слива хладагента. В этом случае линию подводят к ловушке с уклоном с обеих сторон.

Во всех случаях при монтаже трубопроводов необходимо избегать большого количества поворотов. При этом трубы следует располагать в менее заметных местах вне зоны обслуживания машин. Вместе с тем надо их располагать еще и так, чтобы они были доступны для обслуживания и ремонта.

Изложенные выше требования необходимо соблюдать для рационального размещения оборудования на холодильниках.

Глава XII

БОРЬБА С ПРОМЕРЗАНИЕМ ГРУНТА ПОД ПОЛАМИ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

ПРОМЕРЗАНИЕ ГРУНТА

Состав грунта. Он определяется тремя основными компонентами: минеральный скелет, вода и воздух, заполняющие частичные поры грунта. Основным компонентом, влияющим на физические и механические свойства грунта при охлаждении и замерзании, является вода, которая находится в сложном взаимодействии с минеральным скелетом грунта, образуя с ним сложные физико-химические и механические связи.

Воду в грунтах при температурах, выше температуры замерзания, подразделяют на следующие виды: свободная вода, связанная вода и водяной пар.

Свободная вода присутствует в грунтах в двух фазах: гравитационная, которая перемещается в грунтах под действием сил тяжести или при наличии разности напоров, и капиллярная, заполняющая в зависимости от строения скелета грунта поры грунта на определенную высоту от уровня грунтовых вод (движется под действием молекулярных сил самой воды и скелета грунта).

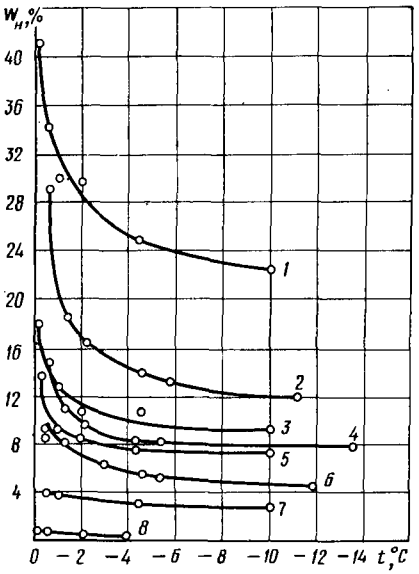


Рис. XII.1. Содержание незамерзшей воды в грунтах:

1 — юрская глина; *2* — глина пылеватая; *3* — суглинок тяжелый; *4* — суглинок легкий; *5* — супесь пылеватая тяжелая; *6* — супесь (из Игарки); *7* — песок пылеватый; *8* — кварцевый песок.

Связанная вода (прочносвязанная и рыхлосвязанная) — вода, входящая в структуру минеральных частиц, которые удерживают ее электромолекулярным притяжением.

Водяной пар, перемещающийся в грунтах, в результате разности парциальных давлений, возникающей вследствие колебаний температуры, образуется за счет испарения капиллярной влаги. Миграция этой влаги проявляется при малом влагосодержании грунта.

Количество намерзшей воды, оставаясь постоянным при данной отрицательной температуре, не зависит от исходной влажности грунта до замерзания. Зависимость массового содержания незамерзшей воды в мерзлом грунте (в %) от температуры для различных грунтов приведена на рис. XII.1. Как видно из рис. XII.1, эта величина изменяется в широких пре-

делах от 1 до 40%. Это необходимо учитывать при проектировании систем обогрева грунта под холодильными сооружениями.

Наличие во влаге грунтов растворенных солей приводит к понижению температуры замерзания грунтов. Чаще всего она определяется опытным путем.

Расчет глубины и продолжительности замораживания. Для практических расчетов часто необходимо знать, на какую глубину может замерзнуть грунт, с тем чтобы решить ряд строительных задач (например, выбор глубины закладки фундамента) или решить обратную задачу — как укрепить грунт методом замораживания при проходке туннелей, и др. Рассмотрим предложенную А. И. Пехович методику расчета глубины и времени замерзания грунта при условии, что температурный режим в затвердевшей области квазистационарный (для случая неограниченной пластины) — граничные условия задачи см. в главе VII.

На поверхности грунта задана постоянная температура, ниже температуры замерзания $t_з$. К границе затвердевания из грунта подводится постоянный тепловой поток q.

Уравнение теплового баланса на границе раздела фаз запишем в следующем виде:

$$[\lambda_1 (t_з - t_п)/h_з] - q = q_v dh_к/d\tau,$$

где λ_1 — коэффициент теплопроводности зоны затвердевания, Вт/(м·К); $h_з$ — координата зоны затвердевания, м; $t_п$, $t_з$ — соответственно температуры поверхности грунта и затвердевания; q_v — объемная скрытая теплота фазового перехода, Дж/м^3; τ — промежуток времени, с;

$$q_v = q_м \rho \omega \omega_в z,$$

где $q_м$ — теплота фазового перехода единицы массы жидкости, содержащейся в грунте, Дж/кг; ρ — плотность льда, образующегося в грунте, кг/м^3; ω — влажность грунта (в долях единицы); $\omega_в$ — относительное количество вымороженной воды (в долях единицы); z — пористость тела (в долях единицы).

При наличии на поверхности грунта изоляционного слоя толщиной $h_{из}$ (это может соответствовать термическому сопротивлению между грунтом и омываемой средой) решение уравнения теплового баланса представим в следующем виде:

$$\eta_з + \Pi_2 \ln [(\Pi_2 - 1 - \eta_з)/(\Pi_1 - 1)] + \Pi_1 = 0,$$

где

$$\Pi_1 = q\tau/(q_v h_{из}); \quad \Pi_2 = \lambda_1 (t_з - t_п)/q h_{из}; \quad \eta_з = h_з/h_{из}.$$

Максимально возможная глубина замораживания грунта $h_{max} = h_{из}(\Pi_2 - 1)$.

Расчетный график приведен на рис. XII.2 (пунктиром проведена линия для решения в случае $h_{из} = 0$), где

$$\Pi = q^2\tau/\lambda_1 q_v (t_з - t_п); \quad \eta_к = h_{из} q/\lambda_1 (t_з - h_п) = h_к/h_{max}.$$

Для инженерных расчетов температуру замерзания грунтов рекомендуется принимать равной — 0,3÷ 1,6° С.

Пучение грунта и меры его предотвращения. Если температура грунта становится ниже температуры затвердевания, это приводит к процессу пучения грунта. Этот процесс можно разбить на следующие этапы: зарождение центров кристаллизации в жидкой фазе с последующим превращением их в кристаллы льда; рост кристаллов в линзе и прослойке при одновременном нарушении равновесного состояния поровой воды и формировании капиллярно-пленочного механизма ее перераспределения в смежных с кристаллами льда объемах грунта буферной зоны; образование гидротермической градиентной зоны промерзания и формирование в ней пленочного механизма миграции влаги; внутриобъемная усадка грунта в буферной зоне вследствие разделения твердой и жидкой его фаз, выраженного в перемещении минеральной части в сторону, противоположную росту кристаллов льда, и в движении к ним воды; разуплотнение минерального скелета промерзшего грунта и его перемещение вверх (пучение) одновременно с усадкой грунта буферной зоны и кристаллизацией пленочной воды в зоне промерзания.

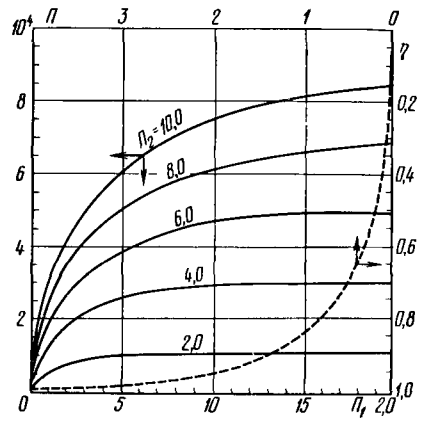


Рис. XII.2. Расчетный график.

Пучение — это процесс, который возникает не одновременно с действием низких температур, а через промежуток времени, необходимый для формирования структуры промерзшего грунта. Пучение грунта под полом холодильных сооружений происходит в течение двух-трехлетней их эксплуатации.

Величина пучения

$$h = h_0 + (-S_y),$$

где h_0 — деформация пучения, м; S_y — внутриобъемная усадка, м.

Возникающие при пучении грунта силы приводят к значительной деформации и впоследствии к разрушению строительных конструкций холодильников.

Если невозможно выбрать площадку для строительства холодильников на непучинистых грунтах, прибегают к различным методам предотвращения пучения. При выборе таких методов прежде всего руководствуются технико-экономическими показателями различных систем обогрева.

ВИДЫ ОБОГРЕВА

В настоящее время наиболее распространены следующие четыре метода обогрева полов холодильников: обогрев воздухом, обогрев жидкостью, обогрев парами хладагента и электрообогрев.

Воздушный обогрев. Существует несколько способов воздушного обогрева: устройство открытого подполья; воздушный обогрев с принудительной циркуляцией воздуха; по каналам из труб; воздушный обогрев с естественной циркуляцией воздуха по каналам из труб; воздушный обогрев, совмещенный с охлаждением закрытых платформ.

В открытом вентилируемом подполье воздух движется под действием разности плотностей. В настоящее время этот способ защиты холодильного сооружения от пучения получил широкое распространение на крупных одноэтажных холодильниках в ГДР, Швеции и других странах. Устойчивость и надежность такой конструкции проверена многолетней практикой в различных странах. Она также не требует специального обслуживания, контроля и энергетических затрат на обогрев.

Воздушные каналы, выполненные из бетонных, цементных или керамических труб большого диаметра (0,250—0,38 см), укладывают между грунтом и изоляционной конструкцией пола с уклоном для стока конденсата. Для подачи воздуха в каналы применяют прямоточную реверсивную систему с двумя вентиляторами либо с одним (но снабженную устройством реверса). Такая система может работать и при естественной конвекции.

В теплый период года воздух, пройдя одну группу каналов, выходит наружу, в холодный циркулирует в системе. Для предотвращения неравномерности обогрева грунта и возможности льдовыделения в конце каналов предусмотрен перекидной шибер, позволяющий менять направление воздуха через определенные промежутки времени. Для нагрева воздуха используются паровые калориферы или электрокалориферы, или те и другие вместе.

В южной климатической зоне целесообразнее применять канальную систему с естественной конвекцией воздуха. Но в этом случае необходимо предохранять каналы от попадания атмосферной влаги и загрязнения.

Более экономичной такая система будет в случае использования холода, аккумулированного воздухом, для охлаждения закрытых платформ, а также для подачи его в воздушные конденсаторы, получившие в настоящее время большое распространение.

Обогрев жидкостью. В жидкостных системах используются жидкости с теплоемкостью, превышающей в несколько раз теплоемкость воздуха. Это позволяет уменьшить диаметр циркуляционных труб, а также перепад температур на входе и выходе из системы и, не применяя рециркуляции, обеспечить более равномерный обогрев грунта. Но для таких рабочих веществ необходимым условием является низкая температура замерзания порядка $-10 \div -20^{\circ}$ С, такая, чтобы в случае длительной остановки системы не произошли разрушения циркуляционных труб. В качестве таких рабочих веществ применяют смазочные масла, а также этиленгликоль различных концентраций.

В данной системе стальные трубопроводы (предварительно защищенные от коррозии) заделывают в слой бетона толщиной не менее 0,1 м с уклоном для возможности стока жидкости самотеком. Их

группируют в секции подобно короткошланговым и длинношланговым батареям в холодильной технике по принципу равных гидравлических сопротивлений.

Методика теплового расчета данной системы сводится к следующему.

Тепловое сопротивление (в м²·К/Вт) одной трубы

$$R = (1/2\pi\lambda) \ln [(2s/\pi d)\, sh\, (2\pi h/s)],$$

где λ — коэффициент теплопроводности бетона, Вт/(м·К); h — глубина заложения труб, м; d и s — диаметр и расстояние между трубами, м.

Эквивалентная толщина слоя массива над плитой (в м)

$$h_{экв} = \lambda/R_к,$$

где $R_к$ — коэффициент сопротивления теплопередачи изоляционной конструкции пола, учитывающий величину коэффициента теплопередачи у его поверхности.

Эффективная глубина замораживания нагревательных труб $h_{эф} = h + h_{экв}$.

Плотность теплового потока, поступающего в грунт $q_{гр}$, камеру $q_к$, а также общую плотность теплового потока от нагревательной плиты q_0 (в Вт/м²) определяем по формулам

$$q_{гр} = (t_{ср} - t_{гр})/R_{гр},$$

$$q_к = (t_{ср} - t_к)/R_к,$$

$$q_0 = q_{гр} + q_к,$$

где $R_{гр}$, $R_к$ — сопротивление теплопередаче в грунт и в камеру от нагревательной плиты, (м²·К)/Вт;
$t_к$, $t_{гр}$, $t_{ср}$ — расчетные температуры воздуха в камерах и в грунте и средняя температура нагревательной плиты, °С.

Потребные массовый G (в кг/с) и объемный V (в м³/с) расходы жидкости, циркулирующей в системе (с учетом 30% потерь вне охлаждаемого контура),

$$G = 1{,}3q_0F/\Delta t_ж c_ж; \quad V = G/\rho,$$

где F — площадь участка, м²; $\Delta t_ж$ — перепад температур жидкости; $\Delta t_ж = 4$—5°С; $c_ж$ — удельная теплоемкость жидкости, Дж/(кг·К); ρ — плотность жидкости, кг/м³.

Вследствие малых эксплуатационных затрат данная система обогрева грунта наиболее экономична. Ее применение целесообразно во всех климатических зонах, особенно в южной. Использование пластмассовых циркуляционных труб, других труб увеличивает надежность и долговечность системы.

Обогрев грунтов парами хладагента. Эта система разработана учеными Пражского научно-исследовательского института холодильного машиностроения и пищевой промышленности. Она состоит из стальных бесшовных труб, образующих конденсатор холодильной установки и уложенных в бетонную плиту на расстоянии в пределах 0,66—0,9 м с уклоном 0,7%. Парообразный хладагент, конденси-

руясь в трубах, отдает теплоту конденсации, нагревая грунт, а конденсат по тем же трубам стекает в испаритель.

Электрообогрев. Стальные стержни диаметром 6—12 см закладывают в бетонную плиту толщиной 100 мм на расстоянии 0,5—0,8 см друг от друга. После укладки стержни соединяют при помощи сварки последовательно в цепь. Они располагаются по всей площади камер. Из-за высокой стоимости электроэнергии, а также нецелесообразности затрат ее на отепление грунта этот метод применяют только в исключительных случаях.

Глава XIII
НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ТЕПЛОВОДЫ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Тепловоды — теплообменные аппараты, основное назначение которых — перенос теплоты от источника к стоку.

По принципу действия тепловоды относятся к рекуперативным теплообменникам с промежуточным теплоносителем. Как и во всех теплообменниках такого типа, в системах с тепловодами несколько увеличена поверхность теплообмена и повышено значение полного термического сопротивления.

В отличие от теплообменников в тепловодах передача теплового потока осуществляется без дополнительных энергозатрат на циркуляцию промежуточного теплоносителя, что является их преимуществом. К преимуществам их относится также возможность придать конструкции необходимую форму в соответствии с характеристиками греющей (например, воздух) и охлаждающей (фреон) сред, что особенно существенно при большом различии их плотностей. Кроме того, такие конструкции обладают высокой надежностью, эффективностью теплопереноса, компактностью и практически неограниченным техническим ресурсом. Все это обусловливает широкие возможности применения тепловодов в самых различных областях техники. В настоящее время тепловоды, выполняя основное свое назначение, используются в криогенной и холодильной технике, в космических аппаратах, в ядерной энергетике, в электромашиностроении и т. д.

УСТРОЙСТВО ТЕПЛОВОДОВ

Конструктивно тепловод может иметь произвольную форму. В большинстве известных технических решений применяется герметичная труба в виде прямого полого цилиндра. Рассмотрим два основных наиболее широко используемых типа тепловодов: тепловую трубу и термосифон.

Тепловая труба (рис. XIII.1, *а*) состоит из трубчатого корпуса длиной L и диаметром d, внутренняя полость которого выложена

капиллярно-пористой структурой, называемой фитилем. В качестве фитиля могут использоваться самая различная металлическая сетка, свернутая в несколько слоев, прессованная стружка, металлокерамика, резьба, нанесенная на внутреннюю поверхность трубы, и т. д. Капиллярно-пористый фитиль насыщен смачивающей жидкостью. Центральная часть трубы, предназначенная для течения пара, имеет диаметр $d_п$. По всей длине тепловая труба (и термосифон) делится на три зоны: испарения $l_и$, транспортную (адиабатную) $l_{тр}$ и конденсации $l_к$. В ряде случаев транспортный участок может отсутствовать.

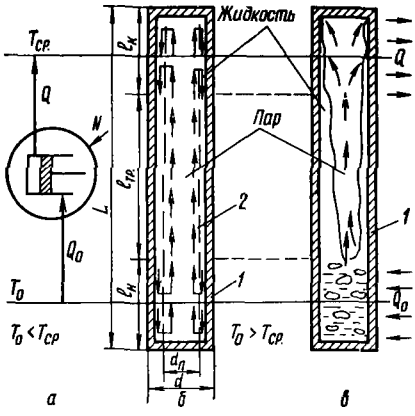


Рис. XIII.1. Принципиальные схемы передачи теплоты:

а — холодильной машиной; *б* — тепловой трубой (*1* — корпус, *2* — фитиль); *в* — термосифоном (*1* — корпус).

При нагревании одного конца тепловой трубы жидкость испаряется и образовавшийся пар поступает на охлаждаемый участок, где конденсируется; затем жидкость под действием капиллярного давления поступает по пористой структуре к участку обогрева.

Высокая эффективность тепловодов объясняется использованием в процессе переноса теплоты скрытой теплоты парообразования.

Термосифоны (рис. XIII.1, *в*) конструктивно представляют собой тепловую трубу, из которой вынули капиллярно-пористую структуру. Конденсат, образующийся на охлаждаемом участке, возвращается к участку обогрева под действием внешних сил: гравитационных, центробежных, электростатических и т. д. Наиболее широко распространены термосифоны, циркуляция теплоносителя в которых осуществляется под действием сил гравитации. Основным преимуществом термосифонов по сравнению с другими типами тепловодов является их технологичность в изготовлении. К недостаткам их относится то, что участок охлаждения должен быть всегда выше участка обогрева или находиться на одном уровне с ним. Кроме того, в земных условиях эффективность работы низкотемпературных тепловых труб существенно зависит от их ориентации в пространстве.

В зависимости от свойств промежуточного теплоносителя тепловоды условно подразделяют на криогенные, низкотемпературные и высокотемпературные.

Теплоносители, используемые в области криогенных температур (гелий, аргон, криптон, азот, кислород), обладают низкими значениями скрытой теплоты фазового перехода и поверхностного натяжения. В связи с этим криогенные тепловоды характеризуются низкой теплопередающей способностью.

Теплоносители, применяемые в области низких температур (фреоны, аммиак, спирты, эфиры, вода), обладают низкой теплопровод-

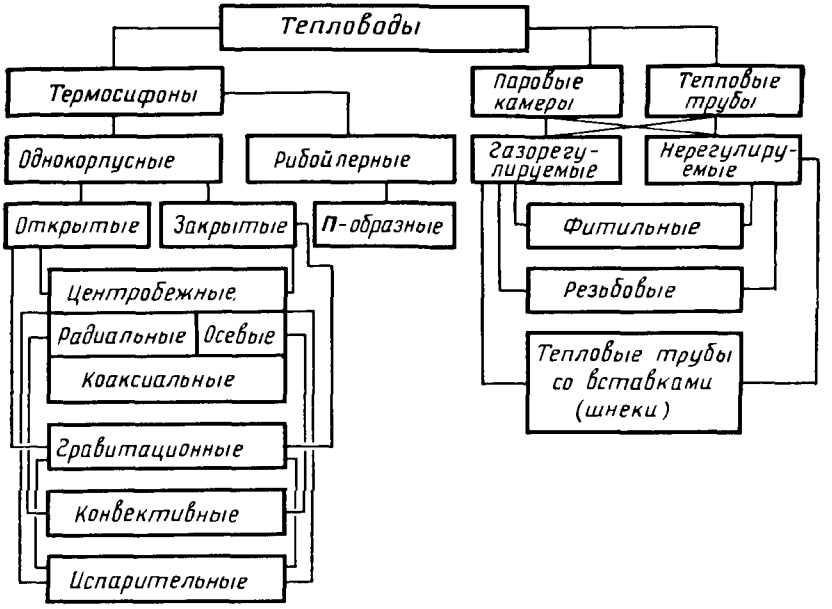


Рис. XIII.2. Классификация тепловодов

ностью, поэтому перенос теплоты осуществляется при значительных перепадах температур между участками испарения и охлаждения. Этот перепад, как правило, соизмерим с температурным уровнем работы тепловода. В высокотемпературных тепловодах используются сера, ртуть и щелочные металлы. При температурах выше 750 К применяют калий, натрий, свинец, серебро и т. д.

Классификация тепловодов приведена на рис. XIII.2.

ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛОВОДОВ

Широко распространены термосифоны в практике северного строительства с целью охлаждения или замораживания грунта естественным холодом, например при строительстве Байкало-Амурской магистрали, нефтегазопровода на Аляске и т. д. Термосифоны (их в этом случае называют термосваи) позволяют предохранять от протаивания вечномерзлые грунты, обеспечивая прочность и водонепроницаемость оснований возводимых сооружений. Термосваи обладают рядом существенных преимуществ перед такими традиционными способами использования естественного холода, как устройство проветривания подполья или принудительная вентиляция атмосферного воздуха. Главными из них являются возможность эффективной транспортировки тепла со значительных глубин (до 20 м), отсутствие потребности в дополнительных энергозатратах и обслуживании, простота, технологичность и надежность конструкции.

Устойчивая работа термосвай возможна при условии, когда температура атмосферного воздуха $T_в$ становится ниже температуры грунта $T_г$, при этом возникает циркуляция промежуточного теплоносителя, осуществляющего перенос теплоты. Перемещение массы вещества требует затрат механической энергии, которая получается в результате превращения в работу части теплоты, отбираемой от грунта. Наличие разности температур создает условия для осуществления прямого термодинамического цикла — работа l происходит в результате подвода теплоты q от грунта к теплоносителю и отвода теплоты q_0 в воздух. Полученная в прямом термодинамическом цикле работа расходуется на перемещение пара в поле действия сил гравитации и преодоление сил трения, превращаясь в теплоту. Поскольку не производится внешней механической работы, общее количество теплоты, подведенной к термосвае, равно количеству теплоты, отданной в воздух.

Теоретические расчеты и экспериментальные исследования, выполненные в Ленинградском технологическом институте холодильной промышленности, свидетельствуют о том, что эффективность внутреннего осевого теплопереноса испарительных (или «паровых») термосвай в 5—10 раз выше, чем жидкостных (конвективных) и тем более газовых (продухов). При небольших глубинах замораживания в районах с очень низкими зимними температурами может оказаться рациональным применение жидкостных или газовых термосвай.

В бытовых холодильниках используют термосифоны для охлаждения герметичных фреоновых компрессоров и для компоновки двухкамерной схемы холодильника.

Термосифоны широко применяют для интенсификации охлаждения электрических двигателей. Некоторые предприятия и фирмы в Чехословакии, Японии и ФРГ начали выпускать электродвигатели с термосифонами, расположенными в валу ротора. Тепловой поток от ротора нагревает промежуточный теплоноситель, который испаряется, и пар перемещается к концам вала, где установлены охлаждающие машину вентиляторы. На концах вала пар конденсируется, и пленка жидкости под действием центробежных сил возвращается в зону нагрева.

Интенсификация охлаждения электродвигателей возможна и при использовании схемы с гравитационными термосифонами, разработанной в Одесском технологическом институте холодильной промышленности (ОТИХП) совместно с ВНИПТИЭМ (г. Владимир). В этом случае термосифоны предназначены для передачи теплового потока от внутреннего воздуха к наружному, который нагнетается вентилятором наружного обдува. Испытания двигателя, изготовленного на базе серийного асинхронного двигателя 4АН315М6, показали, что при полной унификации основных узлов машины (ротор, статор, подшипниковые щиты и т. д.) мощность электродвигателя возросла со 132 до 160 кВт, а масса его при этом снизилась более чем на 100 кг (литая чугунная станина была заменена корпусом из стального листа). Испытания еще восьми электродвигателей с другими высотами оси вращения единой серии 4А подтвердили перспективность приме-

нения термосифонов для интенсификации охлаждения электродвигателей.

В холодильных установках термосифоны используют при создании воздухоохладителей.

Воздухоохладитель, разработанный во Всесоюзном научно-исследовательском институте холодильной промышленности, предназначен для предотвращения гидравлического удара. Кроме того, применение такого воздухоохладителя позволяет устранить явление неравномерного распределения хладагента в трубах из-за особенностей гидродинамики в коллекторах воздухоохладителей обычных конструкций.

Наиболее широко используются тепловоды при проектировании теплообменного оборудования. По назначению теплообменники такого типа можно условно разделить на две группы: теплообменники специального назначения; теплообменники для утилизации теплоты и холода («процесс — процесс», «процесс — комфорт», «комфорт — комфорт»).

К теплообменникам специального назначения относятся прежде всего аппараты, используемые в холодильных установках, работающих в условиях агрессивных сред, например в химической технологии.

Теплообменники класса «процесс — процесс» получили широкое распространение за рубежом в пищевой промышленности. Они обеспечивают 65%-ную регенерацию теплоты поступающего воздуха за счет утилизации энергии и окупаются за 2 года. Типичным представителем теплообменников типа «процесс — комфорт» является аппарат, разработанный в ОТИХПе для утилизации теплоты отработавшего пара вспомогательной турбины для подогрева воздуха в системах зимнего судового кондиционирования. Теплообменники «комфорт — комфорт» изготовляют японские фирмы. В нашей стране ЦНИИпромзданий разработал аналогичную конструкцию для утилизации теплоты и холода при кондиционировании воздуха в жилых помещениях. Для систем судового кондиционирования теплообменники такого класса были разработаны в ОТИХПе.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ С НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫМИ ТЕПЛОВОДАМИ

При проектировании систем с низкотемпературными тепловодами необходимо проводить оптимизацию системы с учетом внешнего теплообмена. Рассмотрим задачу оптимизацин на примере воздухоохладителя, предназначенного для утилизации холода.

Тепловоды в воздухоохладителе являются автономными теплопередающими элементами, поэтому эквивалентную схему термических сопротивлений такого теплообмена можно представить по аналогии с совокупностью параллельных сопротивлений

$$R_{\text{к}} = \left[\sum_{1}^{N} 1/R_{x}\right]^{-1}, \qquad \text{(XIII.1)}$$

где R_x — полное термическое сопротивление представительной ячейки теплообменника, включающей в себя один тепловод, часть трубной доски и окружающие объемы внешних сред (рис. XIII.3).

Соотношение между составляющими термическими сопротивлениями такой ячейки определяется уравнением вида

$$R_x = [(R_1 + R_и) + (R_к + R_2)]\left(1 + \frac{R_к + R_2}{\sum_j R_j}\right)^{-1}\left\{1 + (R_1 + R_и) + \right.$$

$$\left. + \frac{R_к + R_2}{1 + (R_к + R_2)\left(\sum_j R_j\right)^{-1}}\left(\sum_i R_i\right)^{-1}\right\}^{-1}. \qquad \text{(XIII.2)}$$

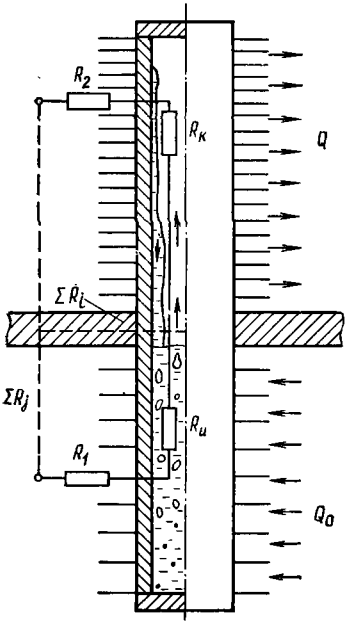
С достаточной для инженерных расчетов точностью в ряде задач можно принять, что термические сопротивления теплопередачи от транспортного участка $\sum_j R_j$ и непосредственно через трубную доску $\sum_i R_i$ значительно больше, чем сопротивление внутри тепловода при фазовых превращениях промежуточного теплоносителя ($R_и = 1/\bar{\alpha}_и F_и$; $R_к = 1/\bar{\alpha}_к F_к$) и процессов внешнего теплообмена ($R_1 = 1/\bar{\alpha}_1 F_1$; $R_2 = 1/\bar{\alpha}_2 F_2$).

Тогда из уравнения (XIII.2) получается простое уравнение

$$R_x = R_1 + (R_и + R_к) + R_2,$$

или

$$R_x = \left(\frac{1}{\bar{\alpha}_1 \xi_1} + \frac{1}{\bar{\alpha}_и}\right)\frac{1}{\pi d l_и} + \left(\frac{1}{\bar{\alpha}_2 \xi_2} + \frac{1}{\bar{\alpha}_к}\right)\frac{1}{\pi d l_к}, \qquad \text{(XIII.3)}$$



здесь $\xi_{1(2)}$ — коэффициенты внешнего оребрения; $\bar{\alpha}_{1(2)}$ — коэффициент теплоотдачи внешнего теплообмена, Вт/(м²·К); $\bar{\alpha}_и$, $\bar{\alpha}_к$ — средние значения коэффициентов теплоотдачи при испарении и конденсации в тепловодах, Вт/(м²·К); $l_и$, $l_к$ — длина участков обогрева и охлаждения тепловода соответственно, м.

Примем в качестве критерия оптимальности условие минимума значения полного термического сопротивления R_x. Уравнение (XIII.3) существенно упрощает задачу оптимизации, поскольку решение сводится к отысканию оптимума функции вида $R_{x\,опт} = f(l_и; l_к)$.

В качестве условия связи величин $l_и$ и $l_к$ принимается постоянство полной длины тепловода, которая определена конструктивными особенностями системы: $L = l_и + l_{тр} + l_к$.

Рис. XIII.3. Эквивалентная схема замещений представительной ячейки теплообменника с тепловодами.

Полагая, что компоновка тепловодов в теплообменнике не оказывает существенного влияния на режим течения внешних сред, для осредненных характеристик теплообмена в межтрубном пространстве получаем

$$\frac{\partial R_x}{\partial l_и} = \left(\frac{1}{\bar{\alpha}_2\xi_2} + \frac{1}{\bar{\alpha}_к}\right) \frac{1}{\pi d\,(L - l_{тр} - l_и)^2} - \left(\frac{1}{\bar{\alpha}_1\xi_1} + \frac{1}{\bar{\alpha}_и}\right) \frac{1}{\pi d l_и^2}. \quad \text{(XIII.4)}$$

Приравняв уравнение (XIII.4) нулю, получим корни уравнения

$$\frac{l_и}{l_к} = \sqrt{\frac{\bar{\alpha}_и}{\bar{\alpha}_к}\left(1 + \frac{\bar{\alpha}_к}{\bar{\alpha}_2\xi_2}\right) \Big/ \left(1 + \frac{\bar{\alpha}_и}{\bar{\alpha}_1\xi_1}\right)} \quad \text{(XIII.5)}$$

Подставляя выражение (XIII.5) в уравнение (XIII.4), получим окончательное выражение для оптимального значения полного термического сопротивления представительной ячейки

$$R_{x\,опт} = \frac{1}{\pi d l_к \bar{\alpha}_к}\left[\frac{\bar{\alpha}_к}{\bar{\alpha}_и}\left(1 + \frac{\bar{\alpha}_к}{\bar{\alpha}_1\xi_1}\right) \sqrt{\frac{\bar{\alpha}_и}{\bar{\alpha}_к}\left(1 + \frac{\bar{\alpha}_к}{\bar{\alpha}_2\xi_2}\right) \Big/ \left(1 + \frac{\bar{\alpha}_и}{\bar{\alpha}_1\xi_1}\right)} + \right.$$

$$\left. + \left(1 + \frac{\bar{\alpha}_к}{\bar{\alpha}_2\xi_2}\right)\right]. \quad \text{(XIII.6)}$$

При проектировании систем с тепловодами значения $\bar{\alpha}_1$ и $\bar{\alpha}_2$ определяют по известным зависимостям для конвективного теплообмена при обтекании оребренных (или гладких при $\xi_{1(2)} = 1$) трубных пучков.

Если в системе используют тепловоды типа тепловые трубы, фитиль которых изготовлен из свернутой в несколько слоев металлической сетки, то интенсивность теплообмена внутри тепловой трубы на участке испарения рассчитывают по формуле

$$\frac{1}{\bar{\alpha}_и} = \frac{\delta - a}{\lambda_{эф}} + \left(R_0 + \frac{a}{\lambda_{эф}}\right) \exp\left\{-1{,}16\frac{Q}{Q_{max}}\left(1 + \sqrt{\frac{\lambda'}{\lambda_c}}\right)\right\} \quad \text{(XIII.7)}$$

Здесь δ — толщина фитиля; a — размер ячейки сетки; Q — переносимая тепловая мощность; λ' — теплопроводность жидкой фазы теплоносителя; Q_{max} — предельная переносимая мощность.

Интенсивность теплообмена на участках подвода теплоты обусловлена особенностями теплопередачи через насыщенный фитиль, эффективную теплопроводность которого рассчитывают по формуле

$$\lambda_{эф} = \lambda_c + \left[1 - \frac{1}{(1 + c)^2}\right] \lambda'. \quad \text{(XIII.8)}$$

Теплопроводность структуры λ_c с учетом проводимости в местах контакта слоев сетки

$$\lambda_c = \left(1{,}85m^{0{,}5}\lambda_м + 8{,}95\lambda'\right)/(1 + c)^2, \quad \text{(XIII.9)}$$

где $\lambda_м$ — теплопроводность материала сетки.

В случае высокой эффективной теплопроводности фитиля или малой его толщины экспериментально обнаружено увеличение коэффициента теплоотдачи с ростом теплового потока. Это объясняется влиянием появляющегося в этих условиях дополнительного термического сопротивления при формировании зеркала испарения в форме мениска на поверхности фитиля

$$R_0 = 0{,}32a \Big/ \left[\lambda' \varepsilon_\lambda \frac{\varepsilon_\lambda}{1-\varepsilon_\lambda} \sqrt{\frac{\lambda'}{\lambda_c}} \left(1 + \sqrt{\frac{\lambda'}{\lambda_c}} \right) \right]. \qquad \text{(XIII.10)}$$

На участке конденсации, где радиус мениска бесконечно велик, так как поверхность жидкости практически плоская, $R_0 = 0$. С учетом автомодальности R_0 относительно передаваемой мощности (приняв $Q = 0$) из уравнения (XIII.7) получаем

$$\frac{1}{\bar{\alpha}_к} = \frac{\delta - a}{\lambda_{эф}}.$$

В практике инженерных расчетов чаще используют

$$\bar{\alpha}_к \simeq \lambda_{эф}/\delta. \qquad \text{(XIII.11)}$$

Предельную тепловую нагрузку для случая гидродинамического запирания фитиля рассчитывают по формуле

$$\frac{\sigma \cos \Theta}{l_к - \dfrac{Q_{max} \ln(1-x)}{4\pi\lambda_{эф}} \sum \dfrac{1}{\Delta t_i} c d_{пр}} + \frac{1}{4} \rho' g \sin \varphi =$$

$$= \frac{Q_{max}}{2\pi d_п^2} \left[\frac{32\nu''}{d_п^2 (1-x)^4} + \frac{\nu'}{\pi d_{пр}^2 [1-(1-x)^2]} \right], \qquad \text{(XIII.12)}$$

где

$$\sum \frac{1}{\Delta t_i} = \frac{1}{(\bar{t}_и - t'')} + \frac{1}{(t'' - \bar{t}_к)}; \quad x = \frac{2\delta}{d_п};$$

$$c = \frac{a}{d_{пр}} = 1{,}4 \div 2{,}5; \quad m = \varepsilon_\lambda = 0{,}0025 \div 0{,}06.$$

Здесь σ — поверхностное натяжение жидкости; Θ — угол смачиваемости; φ — угол наклона тепловой трубы к горизонту; ρ' — плотность жидкой фазы теплоносителя; ν' — вязкость жидкой фазы теплоносителя; ν'' — вязкость паровой фазы теплоносителя; $d_{пр}$ — диаметр проволоки сетки.

Если в системе применяют термосифоны, то интенсивность теплообмена при кипении промежуточного теплоносителя (при граничных условиях, близких к $t = \text{const}$) рассчитывают по следующим зависимостям.

Для области пузырькового кипения ($\text{Re}_Д \leqslant R_{Дпр}$)

$$\overline{\text{Nu}}_Д = 0{,}25 \cdot 10^{-6} \text{Re}_Д^{2/3} П^{-0{,}8} \left(\frac{\rho''}{\rho'} \right)^{0{,}21} Q^{0{,}24} \left(d \sqrt{\frac{g(\rho' - \rho'')}{\sigma}} \right)^{1{,}2}; \qquad \text{(XIII.13)}$$

для области устойчивого кипения с частичным образованием паровых пленок ($Re_{Д} \geqslant Re_{Д\,гр}$)

$$\overline{Nu}_{Д} = 3{,}43 Re_{Д}^{0{,}08} \left(\frac{\rho''}{\rho'}\right)^{0{,}21} \left(d \sqrt{\frac{g(\rho' - \rho'')}{\sigma}}\right)^{0{,}81}. \qquad \text{(XIII.14)}$$

Условие существования этих режимов определяется значением граничного числа

$$Re_{Д\,гр} = 0{,}87 Q^{0{,}64} \left(d \sqrt{\frac{g(\rho' - \rho'')}{\sigma}}\right)^{2{,}06}. \qquad \text{(XIII.15)}$$

Область применения зависимостей (XIII.13) ÷ (XIII.15) ограничивается условиями

$d = 10 \div 22$ мм; $30 \leqslant Re_{Д} \leqslant 10^{5}$; $10^{-7} \leqslant П \leq 10^{-6}$; $8 \cdot 10^{-4} \leqslant \rho''/\rho' \leqslant 2 \cdot 10^{-1}$;

$3\% \leqslant Q \leqslant 60\%$; $6 \leqslant d \sqrt{\frac{g(\rho' - \rho'')}{\sigma}} \leqslant 13$.

Здесь

$$\overline{Nu}_{Д} \equiv \frac{\bar{\alpha}_{и}}{\lambda'} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')}}; \quad Re_{Д} \equiv \frac{W''}{\nu'} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')}};$$

$$П \equiv \frac{\rho'' g}{P} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')}}; \quad W'' \equiv \frac{4Q}{\pi d_{п}^{2} \rho'' r}; \quad Q = \frac{V'}{V_{Т}} 100\%,$$

где r — скрытая теплота парообразования; P — давление в термосифоне; V' — объем жидкой фазы теплоносителя; $V_{Т}$ — объем термосифона.

Интенсивность теплообмена при конденсации в термосифонах при отсутствии неконденсирующихся примесей с достаточной точностью можно рассчитать по известному уравнению Нуссельта для пленочной конденсации на плоской стенке.

Уравнение (XIII.6) совместно с выражениями (XIII.7) — (XIII.12) и (XIII.13) — (XIII.15) позволяет проектировать теплообменники с низкотемпературными тепловыми трубами и термосифонами.

Глава XIV

ПРИМЕНЕНИЕ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК В РАЗЛИЧНЫХ ОТРАСЛЯХ НАРОДНОГО ХОЗЯЙСТВА

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В различных отраслях народного хозяйства, например в нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности, холодильные установки применяют для охлаждения как промежуточных хладоносителей, так и непосредственно технологических продуктов. В тех случаях, когда в охлаждаемых объектах необходимо поддерживать температуру не ниже — 35° С, обычно применяют промежуточные хладоносители.

Для получения температур — 50÷ —60° С используют установки с непосредственным охлаждением, а более низких температур (—110° С) — специальные каскадные холодильные комплексы [15].

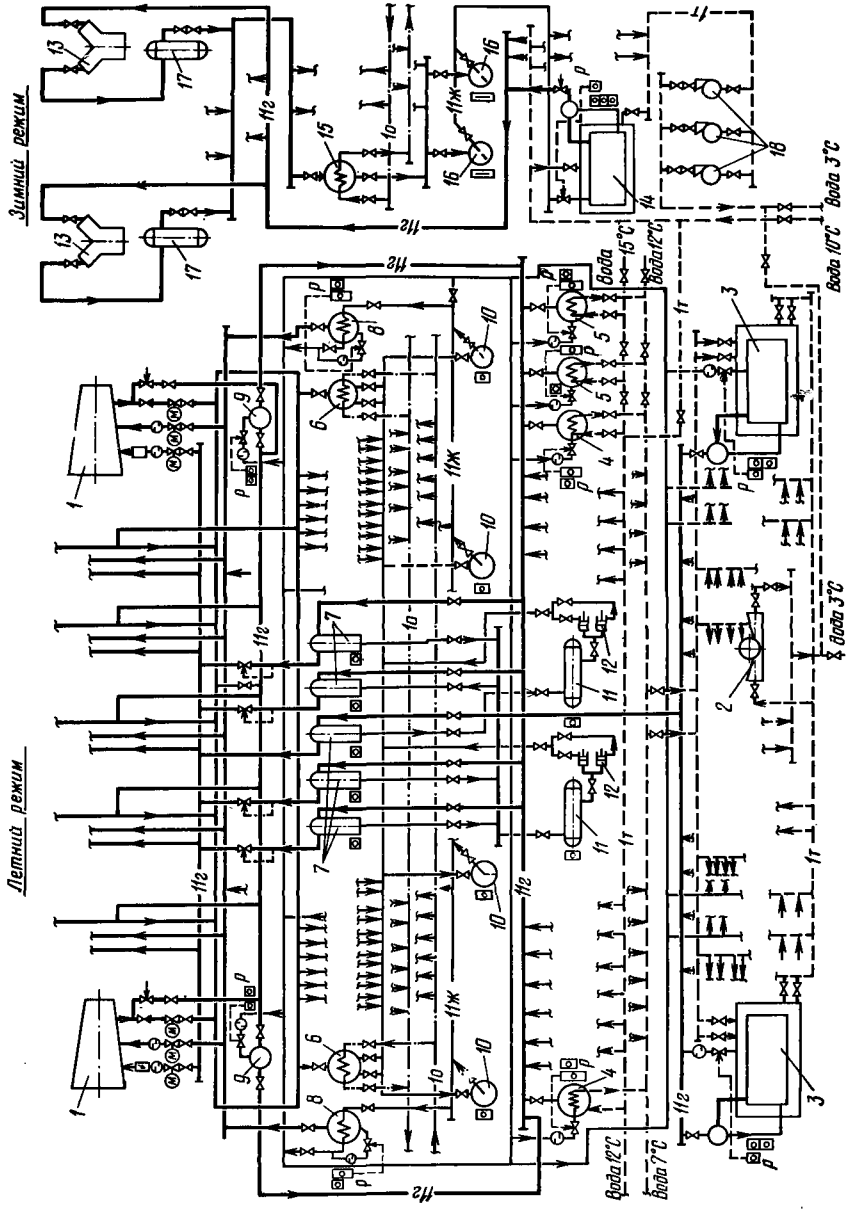


Рис. XIV.1. Холодильная станция производительностью 3800 кВт:

1 — агрегат с центробежным компрессором АТКА-635-4000; *2* — центробежный насос 12НДС; *3* — панельный испаритель 320 ИПМ; *4* — кожухотрубный испаритель ИТГ-800; *5* — кожухотрубный испаритель ИТГ-630; *6* — кожухотрубный горизонтальный конденсатор КТГ-630; *7* — отделитель жидкости ОЖ-400; *8* — промежуточный сосуд ПСГ-90; *9* — сосуд для охлаждения байпасного пара СОБП-350; *10* — ресиверная емкость 32РЕ; *11* — дренажный ресивер 5РД; *12* — плунжерный насос РАНК 2-30; *13* — поршневой компрессор АУ 300/2; *14* — панельный испаритель 240 ИПМ; *15* — кожухотрубный конденсатор КТГ-180; *16* — ресивер 2,5 РБ; *17* — маслоотделитель 100 ОММ; *18* — центробежный насос 4К-8.

Холодильные установки, применяемые в этих отраслях промышленности, должны обеспечивать большую производительность — десятки тысяч кВт; широкий диапазон режимных параметров хладагентов и хладоносителей; высокую надежность в связи с необходимостью непрерывного и длительного осуществления технологического процесса; автоматическое поддержание заданных параметров, включая регулирование производительности; использование энергетических ресурсов производства, включая низкопотенциальные источники энергии.

Этим требованиям наиболее полно отвечают крупные агрегаты с поршневыми, а также с винтовыми и центробежными компрессорами производительностью свыше 5 тыс. кВт.

Как правило, на предприятиях рассматриваемой отрасли промышленности имеются значительные запасы «бросовой» низкопотенциальной энергии (горячая вода, пар низкого давления, отходы горячих смесей технологических продуктов), что позволяет применять абсорбционные и пароэжекторные холодильные машины. Технико-экономический анализ показывает, что в этих условиях затраты на создание пароэжекторных в 7,5 раз, а абсорбционных бромистолитиевых установок в 2 раза ниже по сравнению с затратами на создание фреоновых холодильных установок с центробежными компрессорами.

При наличии отработавших горячих газов применяют в качестве приводов компрессоров холодильных агрегатов двигатели внутреннего сгорания и газовые турбины.

Целесообразность выбора рабочего вещества определяется его термодинамическими свойствами, а также экономическими и эксплуатационными показателями установки в целом. При выборе учитывают возможность использования технологических продуктов в качестве хладагентов. Наиболее распространены такие рабочие вещества, как аммиак, R12, R22, пропан, пропилен, этан, этилен и др. В качестве промежуточных хладоносителей используют воду, водные растворы хлористого натрия, хлористого кальция, кальциевой селитры, этиленгликоль, R30, R11. Около 20% искусственного холода в химической промышленности затрачивается на охлаждение воды.

Производительность и тип применяемого оборудования определяются мощностью холодильной установки в целом. Так, для холодильной установки мощностью до 2000 кВт используют поршневые, ротационные и винтовые компрессоры холодопроизводительностью 300—500 кВт; до 6000 кВт — поршневые компрессоры производительностью до 1500 кВт; свыше 6000 кВт— центробежные. Конденсаторы обычно охлаждаются водой от общезаводской системы оборотного водоснабжения, что в большинстве приводит к значительному повышению давления конденсации и заставляет применять установки двухступенчатого сжатия даже при относительно высоких температурах кипения (например, — 20° С).

Теплообменное оборудование холодильных станций (конденсаторы, испарители), так же, как и абсорбционные холодильные машины, монтируют на открытых площадках. Компрессорное и насосное оборудование станции устанавливают в одноэтажных зданиях с глубокими каналами для прокладки трубопроводов или в двухэтажных зданиях, на первом этаже которых располагают вспомогательную аппаратуру, насосы и трубопроводы.

Схема холодильной станции производительностью 3800 кВт, предназначенная для охлаждения воды, показана на рис. XIV.1.

ПРОИЗВОДСТВО АММИАКА

Производство аммиака включает в себя три технологические стадии: получение газовой азотоводородной смеси, очистку смеси от примесей и синтез аммиака.

Азотоводородную смесь получают одним из следующих способов: конверсия метана из природного газа; конверсия метана из продуктов нефтепереработки; разделение коксового газа; газификация жидкого и твердого топлива; электролиз воды. Способ получения азотоводородной смеси зависит от вида исходного сырья и места расположения установки.

В настоящее время наиболее широко в качестве исходного сырья используют природный газ. Установки для синтеза аммиака условно разделяют на три группы: низкого [(9,8—19,6)·10^6 Па], среднего [(24,5—34,2)·10^6 Па] и высокого [(49—98)·10^6 Па] давлений.

В мировом производстве аммиака количество установок синтеза при среднем давлении составляет 70%, а при низком и высоком соответственно 5 и 25%. В установках синтеза аммиака при высоком давлении искусственный холод вообще не применяют, а в установках среднего и низкого давления затраты энергии на производство холода составляют соответственно 9,1 и 16,2% от общих энергозатрат. Расход энергии в установках, работающих по схеме среднего давления, приведен в табл. XIV.1.

Таблица XIV.1

Статьи энергозатрат	Расход энергии (в кВт·ч на 1 т) при давлении сжимаемых газов 10^6 Па		
	19,6	29,5	98
Сжатие азотоводородной смеси	748	804	976
Охлаждение азотоводородной смеси	160	85	—
Работа вспомогательного оборудования и электроподогрев	85	50	34
Всего	993	939	1010

Охлаждение азотоводородной смеси позволяет увеличить производительность установок. Так, для систем, работающих при среднем давлении, с понижением температуры азотоводородной смеси от 10 до 0° С выработка аммиака из данной смеси увеличивается на 37,5%.

На аммиачных заводах холодильные установки применяют для получения азотоводородной смеси при разделении газа и для тонкой очистки газа от окиси углерода и метана; для охлаждения азотоводородной смеси в технологическом цикле; для получения аммиака из азотоводородной смеси путем температурного разделения; для хранения продукционного жидкого аммиака при низких температурах (—33° С).

Для охлаждения коксового газа (либо воздуха) перед поступлением в блок разделения до температуры —40 —43° С применяют аммиачные холодильники, которые представляют собой вертикальные кожухотрубные аппараты высотой более 7 м.

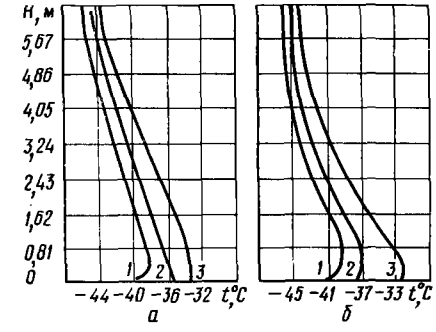


Рис. XIV.2. График распределения температур в аммиачном теплообменнике воздуха низкого давления при высоте заполнения 6,5 м (а) и 4,2 м (б):

1, 2, 3 — соответственно температуры аммиака, наружной поверхности трубки, воздуха.

Для компенсации теплового расширения в верхней части аппарата предусмотрена подвижная трубная решетка. В межтрубное пространство поступает коксовый газ либо воздух, в трубах кипит аммиак при температуре — 45÷ —53° С. Для обеспечения непрерывности технологического процесса теплообменники монтируют попарно.

Как правило, применяют безнасосную систему охлаждения с отделителем жидкости. Однако в такой системе, как показано О. В. Парижским, из-за влияния столба жидкого хладагента тепловая эффективность аппаратов снижается в среднем на 50% (рис. XIV.2). Насосно-циркуляционные схемы охлаждения с нижней и верхней подачей жидкого хладагента в теплообменники лишены этого недостатка, и, кроме того, позволяют обеспечить равномерное рас-

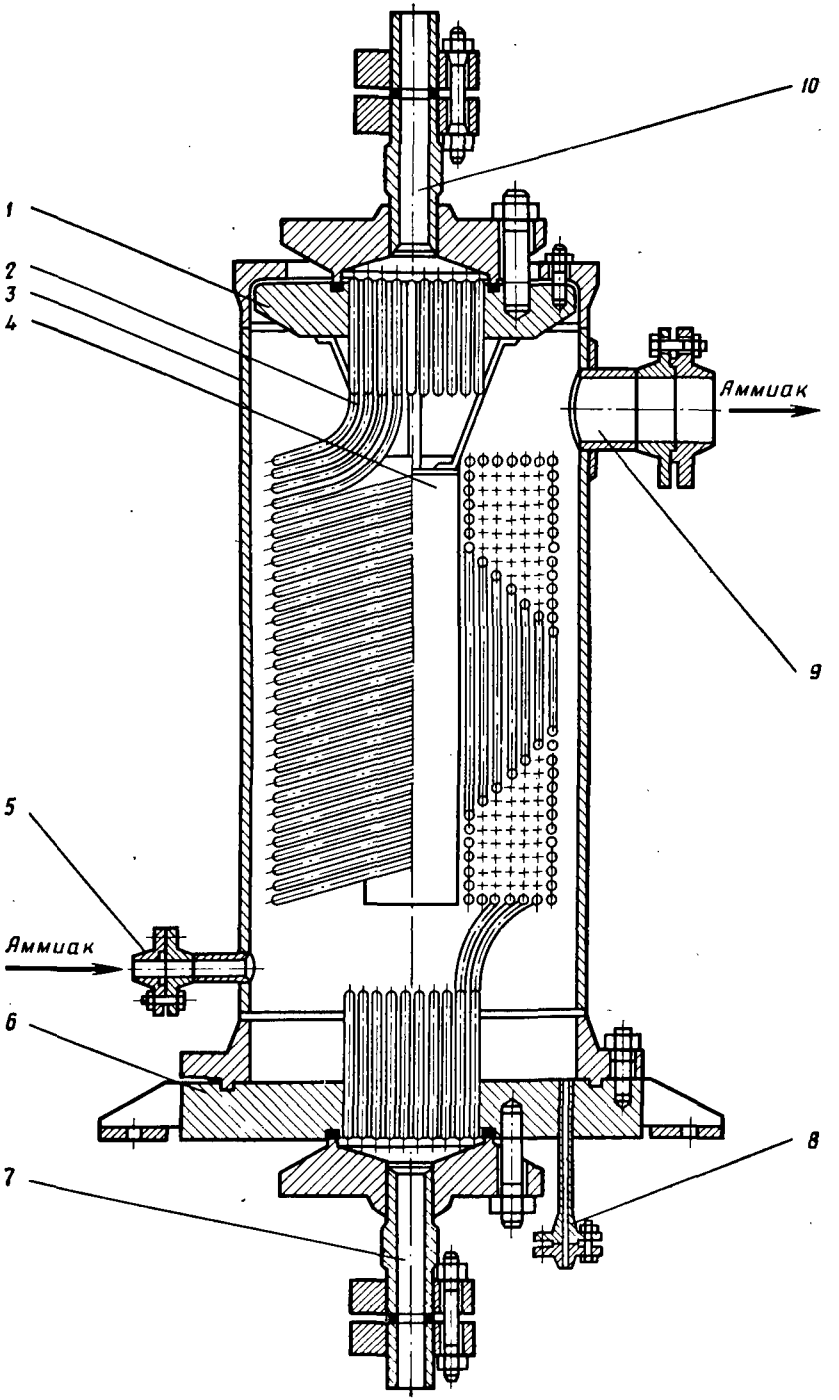


Рис. XIV.3. Аммиачный холодильник высокого давления

1 — верхняя трубная решетка; *2* — змеевик; *3* — обечайка холодильника; *4* — заполнитель; *5* — штуцер подвода жидкого аммиака; *6* — нижняя трубная решетка; *7* — штуцер подвода азота; *8* — штуцер слива аммиака; *9* — штуцер отвода паров аммиака; *10* — штуцер отвода

пределение жидкого хладагента по теплообменным аппаратам и сократить энергетические затраты на производство холода.

В блоках разделения используют также аммиачный холодильник (рис. XIV.3) для охлаждения азота с давлением $19{,}6 \cdot 10^6$ Па до температуры $-40 \div -45°$ С.

Трубы змеевика *2* закреплены в решетках *1* и *6*. Змеевик восьмирядный с переменным числом заходов труб в каждом ряду (в первом ряду 6, в восьмом 16), что позволяет выполнить ветви змеевика равной длины и с одинаковым со-

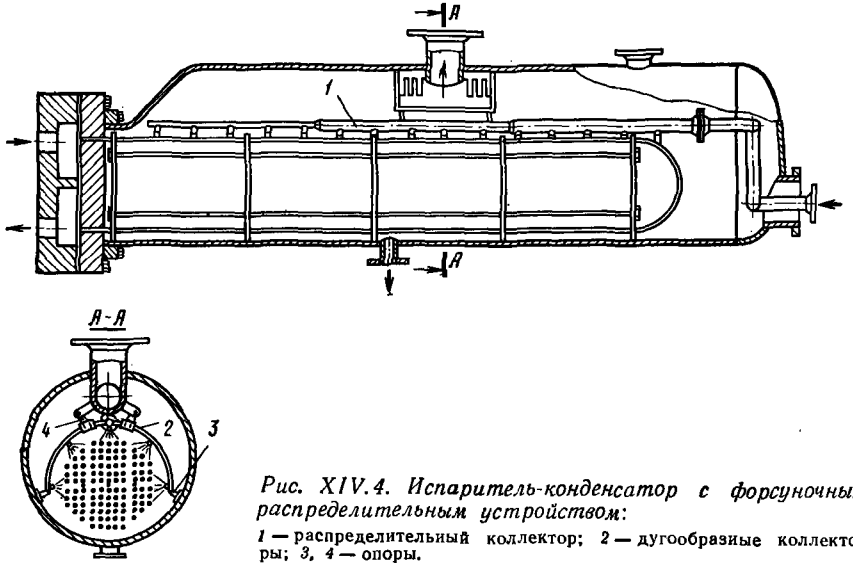


Рис. XIV.4. Испаритель-конденсатор с форсуночным распределительным устройством:
1 — распределительный коллектор; *2* — дугообразные коллекторы; *3, 4* — опоры.

противлением. Внутри аппарата установлен заполнитель *4*, который служит также основанием для укладки труб змеевика. Азот проходит по змеевику снизу вверх, в межтрубном пространстве кипит аммиак. Так же, как и аммиачные холодильники коксового газа и воздуха низкого давления, холодильники азота высокого давления включают в схему попарно, что обеспечивает непрерывность работы блока разделения. Аппараты оттаивают горячими парами аммиака. Аммиачную установку обслуживают компрессорные агрегаты двухступенчатого сжатия. Расход холода при разделении коксового газа с учетом промывки его жидким азотом составляет около 29 кДж на 1 м^3 газа.

Для охлаждения и конденсации азотоводородной смеси применяют одноступенчатые аммиачные установки. Основным элементом охлаждающей системы такой установки является конденсатор-испаритель с U-образными трубками. Теплота конденсации азотоводородной смеси отводится аммиаком, кипящим в межтрубном пространстве при $-10°$ С.

Система охлаждения насосно-циркуляционная, что позволяет эксплуатировать установку при трех способах распределения жидкого аммиака по теплообменной поверхности испарителя-конденсатора. При эксплуатации по первому способу жидкий хладагент подается насосом в верхнюю часть межтрубного пространства аппарата, а неиспарившаяся часть его вместе с парами, маслом и загрязнениями поступает в циркуляционный ресивер. Благодаря вынужденному движению жидкого аммиака термическое сопротивление у поверхности труб аппарата уменьшается в 2—2,5 раза, а коэффициент теплопередачи аппарата достигает 2000—2500 Вт/(м^2·К). При работе по второму способу наружная поверхность труб орошается кипящим аммиаком с помощью струйно-вихревых форсунок (рис. XIV.4). Третий способ работы предусматривает ис-

пользование распределительной плиты (рис. XIV.5). Для сокращения времени выхода установки на режим при изменении условий эксплуатации нижняя часть аппарата (20—30% пучка труб) может быть затоплена жидким хладагентом.

Современные крупные установки синтеза аммиака производительностью 1360 т в сутки, работающие по методу каталитического реформинга, оборудуют двухкорпусными аммиачными центробежными компрессорами, приводимыми во вращение паровой турбиной. Рабочий водяной пар для турбины генерируется в аппаратах технологического цикла производства. Для первоначального

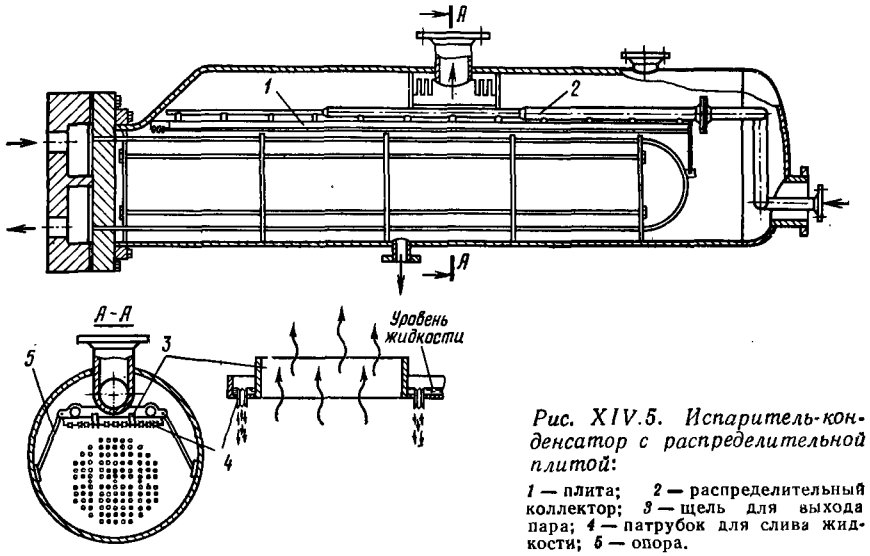


Рис. XIV.5. Испаритель-конденсатор с распределительной плитой:

1 — плита; *2* — распределительный коллектор; *3* — щель для выхода пара; *4* — патрубок для слива жидкости; *5* — опора.

запуска установок используют водяной пар, полученный в специальном парогенераторе при сжигании природного газа. Искусственное охлаждение технологических продуктов осуществляется в результате кипения аммиака при температурах —33, —12,1 и 13° С. Промежуточное охлаждение и конденсация паров аммиака, сжимаемых центробежным компрессором, реализуют в аппаратах, охлаждаемых воздухом. Тепловой поток только в блоке конденсации аммиака для такой установки составляет 17 000 кВт при температуре конденсации 54° С. Особенностью современных крупноблочных агрегатов синтеза аммиака является то, что для их эксплуатации не требуется подключения установок к внешним электрическим сетям и использования охлаждающей воды.

Кроме производства аммиака искусственный холод в азотной промышленности применяют также в технологических процессах получения азотной кислоты. В этом случае для охлаждения обычно используют рассол с температурой —10 ÷ —15° С. Как правило, на предприятиях азотной промышленности требуется осуществление не всего замкнутого холодильного цикла, а лишь его отдельных звеньев, таких, как сжатие и конденсация паров аммиака или, наоборот, газификация жидкого аммиака.

Производство синтетического каучука

Процесс получения любого синтетического каучука[1] состоит из двух стадий: синтеза мономера и синтеза полимера. В основе синтеза каучуков лежит полимеризация непредельных углеводородов (мономеров), т. е. органических

[1] Наиболее широкое распространение получили дивиниловый и изопреновый каучуки регулярного строения.

соединений, в которых атомы углерода связаны не одной, а двумя или тремя валентностями. В результате полимеризации получается новое вещество — полимер. В отличие от мономеров, являющихся, как правило, жидкостями или газами, полимеры в основном твердые вещества. В последнее время в качестве мономеров применяют дивинил, изопрен, хлоропрен, изобутилен, стирол и др.

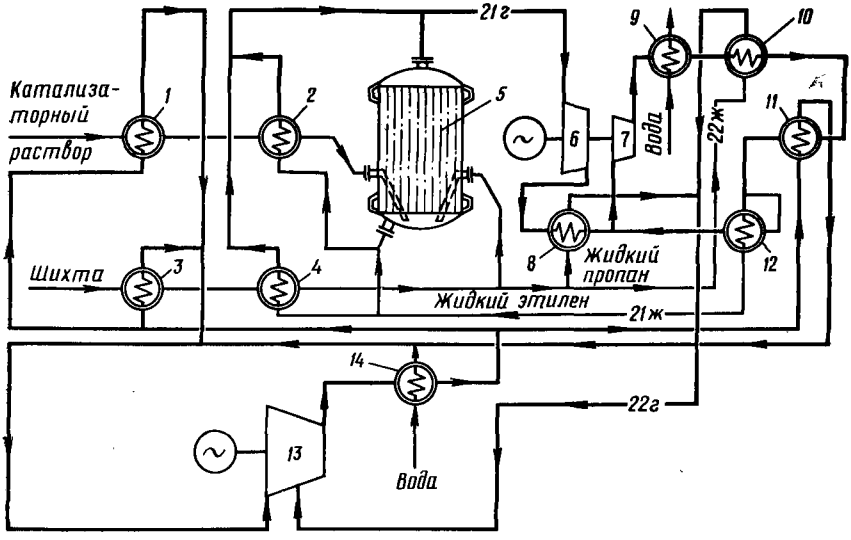


Рис. XIV.6. Принципиальная схема холодильной установки для получения холода при —110, —41 и 0° С:

1, 2, 3, 4 — технологические аппараты; *5* — полимеризатор; *6, 7* — ступени низкого и высокого давления этиленового центробежного компрессора; *8* — межступенчатый холодильник; *9, 10* — холодильники паров этилена; *11* — конденсатор-испаритель этилена; *12* — переохладитель жидкого этилена; *13* — пропановый турбокомпрессор; *14* — горизонтальный кожухотрубный конденсатор.

При производстве дивинилстирольных и дивинилметилстирольных каучуков полимеризацию проводят в эмульсиях при 5° С в батарее, состоящей из 12 последовательно соединенных аппаратов с мешалками — полимеризаторов, снабженных охлаждающей рубашкой и змеевиком. В качестве теплоотводящей среды используют водные растворы хлористого натрия или хлористого кальция, а также хладагенты. Расход холода для производства 1 т синтетического каучука составляет 170—230 кВт·ч при температуре кипения —20° С.

Другой тип каучука, для производства которого требуется значительный расход холода, бутилкаучук — продукт совместной полимеризации изобутилена с изопреном. Протекает эта реакция при температуре —100° С в специальных полимеризаторах. Хладагент испаряется при температуре —110° С в межтрубном пространстве, а шихта и катализаторный раствор поступают в полимеризатор при температурах —98° С и —93° С, где охлаждаются до —100° С.

Для получения температуры —110° С применяют каскадную схему с использованием центробежных компрессорных холодильных машин, работающих на этилене и пропане. Схема каскадной холодильной установки показана на рис. XIV.6. В этиленовом цикле применен двухкорпусной центробежный компрессор мощностью 1750 кВт при температурах кипения —110° С и конденсации —35° С. Пары этилена при температуре —110° С из полимеризатора *5* поступают в ступень низкого давления *6* центробежного компрессора, где сжимаются до давления 561 кПа и направляются в промежуточный холодильник *8* для охлаждения до 5° С кипящим пропаном. Пары этилена, выйдя из холо-

дильника, смешиваются с парами этилена, имеющими температуру —67° С и поступающими из переохладителя *12* и, достигнув температуры —5° С, направляются в ступень высокого давления *7* центробежного компрессора. Сжатые до 171 кПа пары этилена охлаждаются вначале до 40° С в холодильнике *9*, а затем до 5° С — в холодильнике *10*, после чего поступают в вертикальные кожухотрубные конденсаторы-испарители *11*.

В трубках конденсатора-испарителя *11* кипит пропан при температуре —41 °С, конденсируя пары этилена. Пройдя переохладитель *12*, этилен с температурой —62 °С подается к полимеризатору *5* и аппаратам *2* и *4* для охлаждения технологических продуктов.

Пары пропана, образовавшиеся в трубках конденсатора-испарителя *11*, всасываются пропановым турбокомпрессором *13*. В промежуточную ступень этого турбокомпрессора поступают с температурой 0 °С пары пропана, испарившегося в холодильниках *8* и *10*. Конденсация паров пропана осуществляется в конденсаторе *14*.

Сжиженный пропан подается к технологическим аппаратам, потребляющим холод при 0°С, к технологическим аппаратам *1* и *3*, использующим холод при температуре —41°С, испарителям-конденсаторам *11* и промежуточным холодильникам этиленового центробежного компрессора.

Центробежные компрессоры автоматизированы, производительность их регулируется в пределах 70—100% номинальной производительности.

Современные заводы синтетического каучука строят в комплексе с нефтеперерабатывающими предприятиями, являющимися поставщиками исходных продуктов. Холодильные установки их достигают мощности десятков тысяч киловатт при разных температурах кипения рабочих веществ.

СЖИЖЕНИЕ ПРИРОДНОГО ГАЗА

При сжижении природного газа, который на 95% состоит из метана, осуществляются его осушка, очистка, обогащение метаном и получение гелия.

Газ конденсируется при температуре —85÷ —90 °С, а образовавшаяся жидкость дросселируется до давления, соответствующего температуре —150÷ ÷ —160 °С. Для реализации процесса сжижения при указанных температурах применяют каскадные парокомпрессионные машины. В нижней ветви каскада используют этилен, в верхней — аммиак или пропан.

Обычно газ, поступающий из магистрали при давлении $2 \cdot 10^6$ Па, очищается от влаги и примесей и сжимается до давления $5{,}1 \cdot 10^6$ Па. Охлажденный водой, пройдя рекуперативный теплообменник, газ поступает в испаритель-конденсатор, где конденсируется кипящим этиленом при температуре —87 °С. Затем образовавшаяся жидкость охлаждается с помощью рециркуляционного газа до температуры —96 °С и дросселируется до давления $0{,}18 \cdot 10^6$ Па, соответствующего температуре —154 °С.

Схема каскадной холодильной машины представлена *на рис. XIV.7*. Пары этилена сжимаются от давления $0{,}15 \cdot 10^6$ Па до $2{,}8 \cdot 10^6$ Па в двухступенчатом компрессоре *1* и направляются в испаритель-конденсатор *6*, где конденсируются в результате кипения аммиака. Из конденсатора жидкий этилен с температурой —20°С проходит через регулирующий вентиль, в котором дросселируется до давления $0{,}58 \cdot 10^6$ Па, соответствующего температуре —67°С.

После теплообмена с парами метана, выходящими из второй испарительной колонны, в теплообменнике *8* этилен вторично дросселируется до $0{,}15 \cdot 10^6$ Па и при температуре —97°С кипит в испарителе-конденсаторе *9*, конденсируя газообразный метан. Затем пары этилена, пройдя теплообменник *10*, в котором они перегреваются в результате теплообмена с парами метана, поступают на повторное сжатие.

Для предотвращения повышения давления в системе при остановке холодильной машины в схеме предусмотрена расширительная емкость *11*.

В верхней ветви каскада использованы теплообменник *18*, в котором жидкий аммиак охлаждается в результате теплообмена с газообразным метаном, а также рекуперативный теплообменник *5*, где пары аммиака, поступающие из испарителя-конденсатора, перегреваются до —1°С.

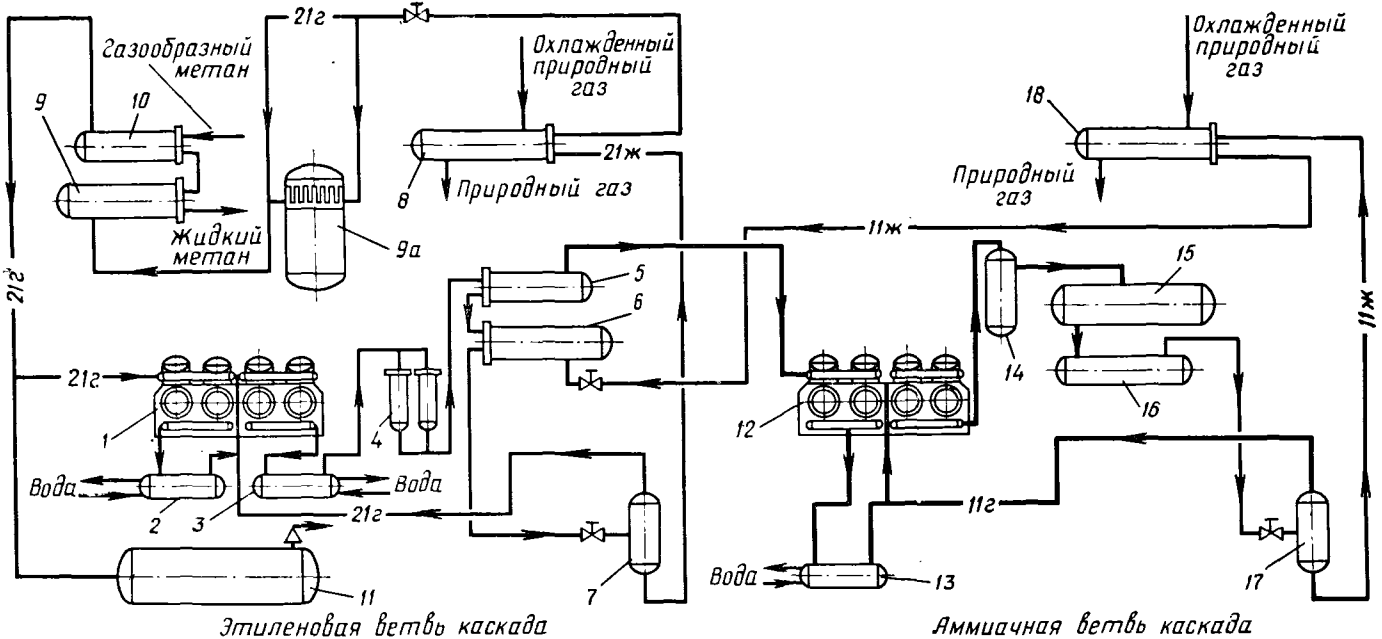


Рис. XIV.7. Принципиальная схема каскадной холодильной установки, обслуживающей станцию сжижения:

1 — гаазомотокомпрессор для сжатия этилена; *2* — промежуточный водяной холодильник; *3* — конечный холодильник; *4* — маслоотделитель; *5* — теплообменник аммиачно-этиленовый; *6* — конденсатор-испаритель; *7* — отделитель жидкости; *8* — теплообменник для переохлаждения жидкого этилена охлажденным газом; *9* — испаритель-конденсатор; *9а* — конденсационно-отпарная колонна; *10* — теплообменник для перегрева паров этилена; *11* — емкость газообразного этилена; *12* — газомотокомпрессор для сжатия аммиака; *13* — промежуточный водяной холодильник; *14* — маслоотделитель; *15* — конденсатор; *16* — ресивер; *17* — отделитель жидкого аммиака; *18* — теплообменник для переохлаждения жидкого аммиака охлажденным газом.

В качестве компрессоров используют газомотокомпрессоры, работающие на природном газе. Ориентировочный расход энергии на сжижение 1000 м³ газа составляет 380 кВт·ч.

ПОЛУЧЕНИЕ СМАЗОЧНЫХ МАСЕЛ ИЗ НЕФТЕПРОДУКТОВ

При производстве высококачественных масел, имеющих низкие температуры застывания, из масляных фракций необходимо удалять парафины. Этот процесс осуществляют в охлаждаемых теплообменниках-кристаллизаторах, куда подают специальные растворители (кетон, толуол, бензол) вместе с маслом.

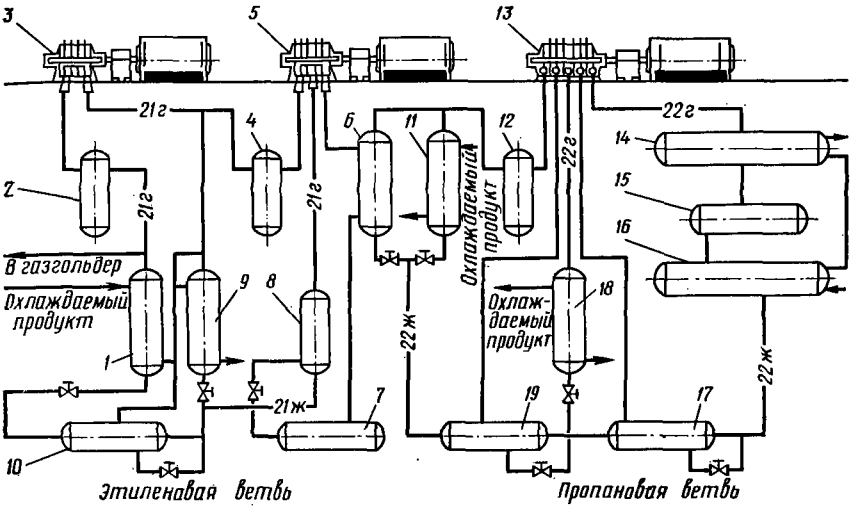


Рис. XIV.8. Схема холодильной установки для глубокой депарафинизации (каскад этилен-пропан):

1 — испаритель этиленовый; *2* — отделитель жидкого этилена; *3* — центробежный компрессор нижней ступени; *4* — отделитель жидкого этилена; *5* — центробежный компрессор верхней ступени; *6* — конденсатор-испаритель; *7* — ресивер жидкого этилена; *8* — отделитель жидкого этилена; *9* — испаритель этиленовый (промежуточный отбор холода); *10* — переохладитель жидкого холодильного агента; *11* — испаритель пропановый; *12* — отделитель жидкого пропана; *13* — центробежный компрессор пропановый; *14* — конденсатор; *15* — ресивер; *16* — переохладитель жидкого пропана; *17* — переохладитель жидкого хладагента; *18* — испаритель пропановый (промежуточный отбор холода); *19* — переохладитель жидкого хладагента.

Обычно исходное сырье и растворитель охлаждают до —25÷ —35°С с помощью аммиачных холодильных установок непосредственного охлаждения с температурами кипения —33÷ —45°С. Перед поступлением в кристаллизатор, охлаждаемый аммиаком, смесь сырья и растворителя проходит через ряд последовательно включенных кристаллизаторов, охлаждаемых обратным потоком депарафинированного масла. В качестве генераторов холода используют двухступенчатые холодильные машины с безнасосными системами охлаждения. Установки оборудуют устройствами, предотвращающими попадание жидкого хладагента в компрессоры, и средствами регулирования производительности холодильных машин.

Для получения трансформаторного, автомобильного и других масел депарафинизацию осуществляют при температуре продукта —60°С. В таких установках применяют каскадные холодильные машины с использованием искусственного холода на двух температурных уровнях: нижняя ветвь при

температуре от —70 до —75°С и верхняя при температуре от —40 до —45°С. В качестве рабочих веществ используют в нижней ветви этилен, в верхней — аммиак или пропан. Пары этилена с температурой —101°С всасываются турбокомпрессором *3* (рис. XIV.8) из испарителя *1*. Сжатый до промежуточного давления хладагент смешивается с парами, выходящими при температуре —72°С из переохладителя *10* и испарителя *9*, и поступает в верхнюю ступень центробежного компрессора, а затем в испаритель-конденсатор *6*.

В верхнем каскаде предусмотрено использование холода на трех температурных уровнях: в испарителе-конденсаторе *6* при температуре —72°С, в испарителе *11* при температуре —34,5°С и в испарителе *18* при температуре —9,8°С. Холодопроизводительность такой установки при температуре —101°С составляет 580 кВт; при —72,6°С — 750 кВт, при —9,8°С — 1600 кВт.

В последнее время в устаиовках депарафинизации масел в качестве растворителя *используют жидкий пропан. При выпаривании пропана* из раствора температура его понижается и выделяются кристаллы парафина.

ПОЛУЧЕНИЕ КРИСТАЛЛОВ ИЗ РАСТВОРОВ

Процесс кристаллизации[1] состоит из двух стадий: возникновение кристаллов и их рост до необходимых размеров. Движущей силой обеих стадий процесса кристаллизации является пересыщение раствора, которое достигается путем применения искусственного охлаждения в кристаллизаторах периодического и непрерывного действия (рис. XIV.9 и XIV.10). В качестве охлаждающей среды применяют воду, растворы солей в воде и аммиак. В аппаратах непрерывного действия по мере перемещения раствора его пересыщение возрастает вследствие охлаждения. Зародыши кристаллов под действием гравитационных сил оседают в движущемся им навстречу свежем растворе, что способствует росту существующих кристаллов и образованию новых центров кристаллизации.

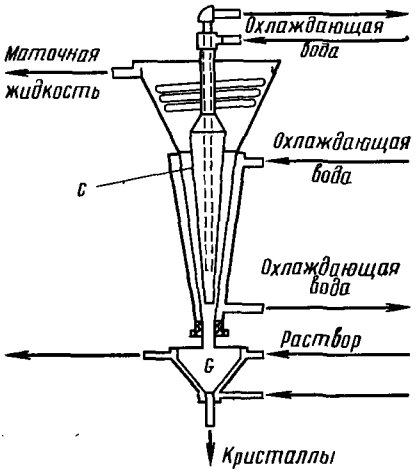


Рис. XIV.9. Кристаллизатор.

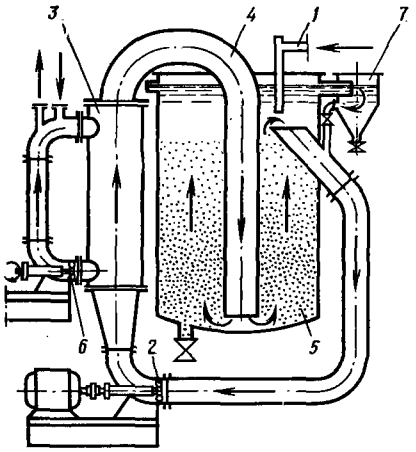


Рис. XIV.10. Кристаллизатор непрерывного действия:

1 — входной патрубок; *2* — циркуляционный насос; *3* — холодильник; *4* — нагнетательный трубопровод; *5* — сосуд; *6* — дроссельный клапан; *7* — сепаратор.

[1] Кристалл характеризуется тем, что его составные части (атомы или ионы) расположены в строгом порядке в так называемых пространственных решетках.

Для получения однородного продукта процесс кристаллизации регулируют путем реализации стадии пересыщения раствора в одной части непрерывно действующего аппарата, а стадии образования кристаллов — в другой. Раствор поступает в аппарат по патрубку *1* (см. рис. XIV.10) и в холодильнике *3* пересыщается вследствие отвода теплоты хладагентом или рассолом. Циркуляционным насосом *2* раствор подается по трубе *4* в сосуд *5*, в котором выпадают кристаллы.

Образующиеся кристаллы циркулируют с раствором до тех пор, пока скорость их осаждения не станет больше скорости циркулирующего раствора. Таким образом, в сосуде *5* происходит распределение кристаллов по размерам. Величину кристаллов регулируют, изменяя скорость циркуляции раствора и скорость отвода теплоты в холодильнике *3*. Для отделения образующихся в небольшом количестве мелких кристаллов предназначен сепаратор *7*.

Для выделения кристаллов из раствора, например сернокислого натрия (глауберовой соли), его охлаждают до —5°С, при которой соль практически не растворяется в воде. При кристаллизации 1 кг соли выделяется 234 кДж теплоты. Расход холода для охлаждения 1 м³ раствора, в котором содержится 300 кг глауберовой соли, составляет около 130 000 кДж.

В установке, перерабатывающей 300 м³ раствора в час (калийная шахта, ГДР) используется холодильная установка мощностью свыше 10 000 кВт при температуре кипения аммиака —15°С. Мощность холодильной станции для получения сернокислого натрия из раствора залива Кара-Богаз-Гол (Каспийское море) достигает 25 000 кВт при температуре кипения хладагента —5°С.

ПРОИЗВОДСТВО ИСКУССТВЕННОГО ВОЛОКНА

На предприятиях для производства искусственного волокна используют воду, охлажденную в основном до 4—8°С, поэтому холодильные устройства целесообразно применять лишь в периоды года, характеризуемые повышенными температурами воздуха. Предпочтительно использование абсорбционных (водоаммиачных и бромистолитиевых) холодильных машин, работающих на низкотемпературных источниках тепловой энергии.

При производстве вискозы и вискозного штапельного волокна необходимо охлаждать едкий натр, используемый для пропитки целлюлозы; поддерживать определенную температуру в процессе созревания алкалицеллюлозы; поддерживать заданную температуру в измельчителе целлюлозы; отводить теплоту реакции ксантогенирования; охлаждать растворители, в которых ксантогенат превращается в жидкую массу — вискозу; обеспечивать хранение вискозной массы.

Для реализации указанных технологических процессов используют рассолы с температурами —5÷ —8°С и воду с температурой 5 —8°С. Мощность холодильной установки для предприятия производительностью 30 т в сутки составляет около 2500 кВт.

В процессе производства капрона и лавсана для кондиционирования воздуха требуется охлажденная вода с температурой 4—5 °С.

Для изготовления капронового волокна в количестве 1,5 т в час необходима холодильная установка мощностью 35 000 кВт.

При выработке ацетатной ткани используют воду также с температурой 5 —8°С.

ПОЛУЧЕНИЕ ФОТОМАТЕРИАЛОВ

Искусственный холод используют при изготовлении основы и эмульсии светочувствительной пленки, нанесении светочувствительного слоя на основу и поддержании заданных параметров воздуха в производственных помещениях.

При изготовлении основы пленки требуется поддерживать температуру —22÷ —24°С. Осушают пленку в отливочных машинах воздухом, обработанным в кондиционерах, охлаждаемых водой с температурой 4°С. В качестве

охлаждающей среды для формирования основы пленки используют этиленгликоль. Этиленгликоль применяют также при студенении (—2 °С), хранении (3°С) эмульсии и студенении эмульсионного слоя, нанесенного на основу (3°С).

Расход холода на реализацию технологических процессов зависит от вида продукции. Так, для изготовления одного километра черно-белой негативной пленки шириной 35 мм необходимо отвести 145 тыс. кДж, а цветной негативной пленки — 420 тыс. кДж теплоты. Обычно при производстве фотоматериалов применяют крупные одно- и двухступенчатого сжатия паровые холодильные машины в комплексе со стандартными теплообменными аппаратами.

ИСКУССТВЕННЫЕ ЛЕДЯНЫЕ КАТКИ

По назначению различают следующие типы катков: для фигурного катания при площади льда около 20 м^2 для каждого спортсмена; беговые дорожки шириной 5 м и длиной около 400 м; хоккейные поля с размерами ледяной арены 60 × 30 м; общественные катки, площадь которых определяется в зависимости от количества конькобежцев, исходя из нормы 3 м^2 для одного спортсмена. Катки устраивают под открытым небом или в закрытых помещениях.

В последнее время находят распространение многоцелевые открытые ледовые стадионы площадью до 15 тыс. м^2, такие, как спортивный комплекс Медео, открытый искусственный каток в Осло (Норвегия) и др. Наряду с этим применяют передвижные катки небольшой площади, которые можно быстро устанавливать и демонтировать.

Конструкции ледяных катков. Одним из основных элементов катка является ледяное поле. Ледяной каток конструкции ВНИХИ состоит из аккумуляционных плит размером 15,5 × 0,94 × 0,72 м, заполненных эвтектическим раствором хлористого калия. Для охлаждения раствора внутри плит установлены ребристые трубы, в которых кипит аммиак. Внешняя поверхность плит поливается водой, которая превращается в лед толщиной до 40 мм. Данная конструкция основания катка позволяет приготовить ледяное поле с ровной поверхностью льда, имеющего одинаковую твердость по всей площади поля. Вместе с тем такая конструкция сложна в изготовлении и монтаже. Более распространены катки, основание которых представляет собой выровненную утрамбованную площадку с уложенными на ней деревянными брусьями (рис. XIV.11). Пространство между брусьями заполняют песком, а к брусьям крепят стальные трубы диаметром 25—45 мм с шагом до 100 мм.

В некоторых конструкциях на брусья укладывают металлический каркас, к которому прикрепляют трубы. Этот каркас покрывают железобетонными плитами толщиной 30—40 мм. Пространство между трубами заполняют песком. Иногда основание поля представляет собой монолитную железобетонную плиту толщиной 140 мм. В таких плитах обычно используют самонапряженный бетон либо бетонный слой отделяют от основания катка. Для улучшения теплопроводности в бетонную плиту добавляют металлические опилки или стружку, а между основанием и плитой укладывают слой изоляции.

В настоящее время распространены катки с основанием, выполненным из песчано-гравийной смеси, на которую укладывают полиэтиленовые или стальные трубы. Сверху трубы засыпают песком или кирпичной крошкой. Во избежание промораживания грунта основание катка снабжают дренирующим устройством. В местности с высоким уровнем грунтовых вод над грунтом предусматривают воздушную прослойку толщиной 200—300 мм. Теплота от ледяных полей отводится непосредственно хладагентом либо вторичным хладоносителем. Для получения равномерного температурного поля хладагент или хладоноситель распределяется по теплоотводящим элементам через секционные коллекторы, расположенные обычно вдоль длинных сторон прямоугольника поля.

Предпочтительно использование систем с вторичным хладоносителем, что определяется требованиями безопасности, высокой стоимостью хладагентов, трудностью герметизации соединений и арматуры элементов разветвленных коммуникаций катка.

Расчет ледяных катков. При проведении калорических расчетов учитывают тип катка (открытый, закрытый) и климатические данные зоны располо-

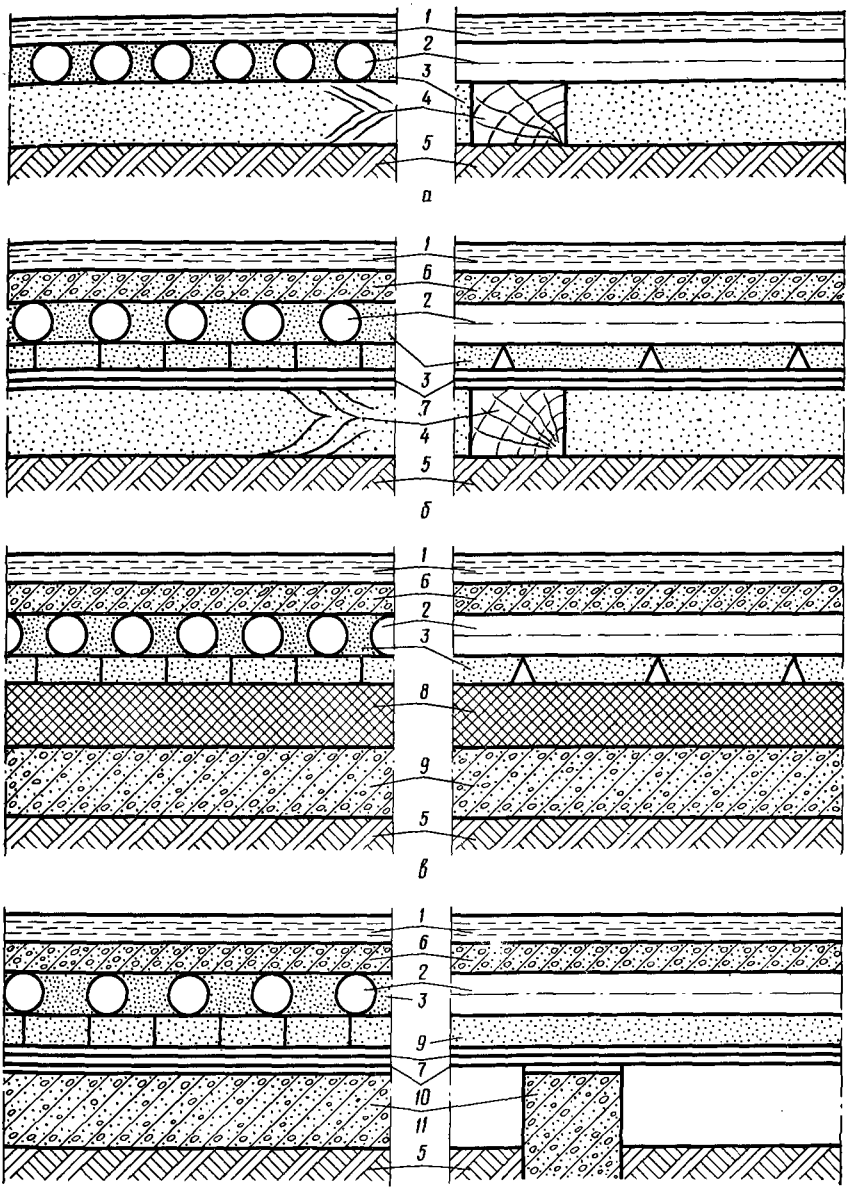


Рис. XIV.11. Основные конструкции искусственных ледяных катков:

а — с песчаной постелью; *б* — с металлическими опорами для труб; *в* — с изоляционным основанием катка; *г* — с воздушным пространством над основанием катка;
1 — слой льда; *2* — трубы; *3* — песчаная постель; *4* — брусья; *5* — грунт; *6* — плиты; *7* — рубероид; *8* — изоляция с пароизолятором; *9* — бетонная подготовка; *10* — стальные листы; *11* — опорные балки.

жения сооружения. Температуру воздуха над ледяной поверхностью принимают равной среднемесячной температуре воздуха в период работы катка. Среднюю температуру льда для игры в хоккей принимают равной —4 °С, для фигурного катания —2 °С и для скоростного бега на коньках —от —1 до —3 °С. Неравномерность температуры поверхности льда не должна превышать 0,5 °С.

Наряду с отводом тепловых потоков от окружающей среды холодильное оборудование должно обеспечивать намораживание льда на площади катка за 12—16 ч.

При расчете плотности теплового потока, отнесенного к 1 м² площади поверхности ледяного поля катка, учитывают следующие теплопоступления:

1) из окружающего воздуха (в Вт/м²) $q_1 = \alpha(t_в - t_1)$,

где α — коэффициент теплоотдачи от воздуха ко льду, Вт/(м²·К); $t_в$ — температура воздуха над поверхностью льда, °С; t_1 — температура льда, °С;

2) от конденсации и замерзания влаги воздуха (в Вт/м²) $q_2 = (d - d'')r \cdot \sigma \cdot 10^{-3}$,

где d — влагосодержанне воздуха, кг/кг; d'' — влагосодержание воздуха в пограничном слое при средней температуре поверхности льда, кг/кг; r — теплота конденсации водяных паров с учетом теплоты замерзания влаги, кДж/кг; σ — коэффициент испарения, кг/(м²·с); $\sigma = 0{,}00694 — 0{,}00833$ кг/(м²·с)

3) от грунта к ледяному полю $q_3 = k(t_{гр} - t_0)$,

где k — коэффициент теплопередачи изоляции ледяного поля, Вт/(м²·К); $t_{гр}$ — температура грунта, песка, бетона, °С; t_0 — температура эвтектического раствора, °С; t_0 определяется как средняя температура кипения хладагента либо средняя температура рассола или замерзания эвтектического раствора.

Для открытых катков учитывают теплоту солнечной радиации $q_4 = 0{,}5q_R$,

где $q_R = 640$ Вт/м² — расчетное напряжение солнечной радиации для летнего периода при падении лучей на горизонтальную поверхность.

Коэффициент 0,5 учитывает долю теплоты солнечной радиации, отраженной от поверхности льда.

Прочие эксплуатационные теплопоступления составляют обычно 10—20% от общего теплового потока. Плотность теплового потока для закрытого катка составляет 400—470 Вт/м², для открытого — 230—350 Вт/м² зимой и около 600 Вт/м² летом.

Глава XV
ВОДНЫЙ ЛЕД
ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Естественный лед образуется в водоемах, на реках при замерзании в них воды в период зимних холодов. Плотность льда зависит от его температуры, количества и размеров вмороженных пузырьков воздуха. В среднем плотность естественного льда 0,92 т/м³, т. е. значительно меньше плотности воды. Объемная масса льда зависит от размера кусков: у крупных льдин — 0,8 т/м³, у кусков размером 10 см — около 0,5 т/м³.

При атмосферном давлении лед тает при 0 °С. При повышении давления температура таяния понижается. Теплота таяния льда составляет 335 кДж/кг. Теплоемкость льда зависит от его температуры: при температурах от 0 до —20 °С с достаточной точностью можно принять теплоемкость льда равной 2,2 кДж/(кг·К). Теплопроводность льда также зависит от его температуры: при температурах до —20 °С она составляет 2,32 Вт/(м·К). В настоящее время, несмотря на широкое распространение других способов охлаждения, водный лед продолжает широко применяться в различных отраслях народного хозяйства.

Отличительными особенностями водного льда являются небольшие затраты, связанные с его заготовкой, а также значительная аккумулирующая способность, позволяющая использовать лед в относительно теплые периоды времени.

Основные способы заготовки естественного льда: вырезка или выколка его из водоемов; послойное намораживание на горизонтальных площадках;

наращивание ледяных сосулек на градирнях. Выбор способа заготовки льда зависит от местных и климатических условий. В южных районах, где заготовка естественного льда затруднена, лед вырабатывают с помощью льдогенераторов.

В зависимости от состава исходного сырья выпускают *искусственный водный лед* следующих видов: из пресной воды (сырой, кипяченой, дистиллированной); из морской воды и рассолов; из воды с антисептиками и антибиотиками.

При изготовлении искусственного льда из пресной воды предъявляют специальные, в частности гигиенические (санитарные), требования к сырью (вода), продукту (лед), а также к оборудованию к процессу производства.

Лед из питьевой водопроводной воды изготовляют матовым с плотностью $\rho_0 = 690 \div 900$ кг/м^3 и прозрачным с $\rho_0 = 910 \div 917$ кг/м^3 при температурах от —8 до —25 °С. Матовый лед имеет белый цвет в основном благодаря наличию в нем пузырьков воздуха и солей. Прозрачный лед в толстом слое имеет голубовато-зеленый оттенок, он мало смерзается и не дает осадка при растаивании.

На действующих холодильниках можно вырабатывать искусственный водный лед за счет резервной производительности холодильных установок. Лед накапливают в льдохранилищах, а затем расходуют его в периоды наибольшего потребления холода. Основными потребителями льда являются рыболовные суда и вагоны-ледники, перевозящие скоропортящиеся продукты на большие расстояния, а также пищевая промышленность, торговые предприятия и сельское хозяйство. Лед применяют для быстрого охлаждения ряда ценных сортов ягод и плодов на месте их сбора и при транспортировке. Его широко используют в торговле, в мясной, молочной, кондитерской и других отраслях пищевой промышленности.

В последнее время стали применять естественный лед при строительстве плотин, гидроэлектростанций и других сооружений. Большое распространение естественный лед получил в установках с льдосоляным охлаждением.

ОСНОВЫ ЛЬДОТЕХНИКИ

Физические основы образования льда

Возможны два случая образования льда при охлаждении воды: первый, когда в воде отсутствуют кристаллы льда или ядра для их образования, второй — когда в охлаждаемой воде они присутствуют. Каждый из них имеет свои особенности образования льда. В первом случае процесс льдообразования характеризуется большой сложностью и еще недостаточно изучен. Во втором случае процесс льдообразования более простой, что позволяет определить количественные зависимости толщины и скорости намораживания льда от условий охлаждения воды и установить, таким образом, степень влияния отдельных факторов на этот процесс.

В холодильной технике льдообразование почти всегда протекает в условиях, когда имеются необходимые предпосылки для возникновения кристаллов льда.

Образование твердой фазы из жидкой начинается только в отдельных точках — центрах кристаллизации. В свою очередь образование первичных центров кристаллизации возможно только при переохлаждении жидкости. Переохлаждением жидкости называют разность температур между температурой плавления твердой фазы и температурой, при которой выделяются первые кристаллы. После появления кристаллов температура жидкости возрастает до температуры плавления. Необходимость переохлаждения вызывается тем, что возникающие группировки (диспергированные кристаллы) с упорядоченным размещением молекул, близким к структуре кристаллов твердой фазы, неустойчивы. Эти группировки в соответствии с квазикристаллическим строением жидкости непрерывно разрушаются под воздействием теплового движения молекул. Когда температура жидкости становится ниже точки плавления, воздействие теплового движения молекул уменьшается.

Однако эти группировки, представляющие собой только несколько молекул с правильной кристаллической ориентировкой, остаются неустойчивыми и в условиях переохлаждении. Кристаллическая группировка становится устой-

чивой только тогда, когда в ней содержится несколько сот молекул. Образование такой группировки не может происходить самопроизвольно: оно требует содержания в жидкости твердых частиц. Стабильность этих групп может возникнуть только на поверхности раздела жидкости и твердых частиц, так как здесь имеется пленка жидкости, обладающая особыми свойствами молекулярной ориентации, отличающими ее от остальной массы жидкости.

При движении воды у охлаждаемой стенки первые кристаллы должны выделяться в виде тонкого слоя льда, так как у нее находится наиболее переохлажденная пленка жидкости, обладающая свойствами молекулярной организации, необходимыми для образования устойчивых группировок.

Наиболее благоприятными условия будут тогда, когда теплопередающая стенка по структуре своей поверхности приближается к структуре кристаллов льда и когда теплопередача через стенку проходит интенсивно. Поэтому шероховатые металлические стенки, особенно медные, при интенсивном охлаждении создают более благоприятные условия для образования первых кристаллов льда, чем гладкие и полированные, особенно стеклянные, при медленном их охлаждении.

При интенсивном охлаждении воды с температурой выше 0 °С у металлической стенки образуется тонкий сплошной слой льда и переохлаждение воды резко падает до тысячных долей градуса (практически можно считать, что переохлаждение отсутствует). Температура поверхности льда Θ_0 на границе с водой в течение всего дальнейшего процесса охлаждения ее остается постоянной и равной 0 °С. Действительно, температура плавления льда при атмосферном давлении не может быть выше 0 °С, так как известно, что иметь двойную фазу вещество в перегретом состоянии не может. С другой стороны, температура может понижаться лишь на тысячные доли градуса. Таким образом, практически температура льда на границе может быть принята равной 0 °С.

Эта важная особенность процесса намораживания льда у охлаждаемой стенки, омываемой водой, позволяет получить сравнительно простые расчетные зависимости, характеризующие динамику намораживания льда в воде плюсовой температуры.

Теплопередача и льдообразование у охлаждаемых стенок

Тепловой поток от воды к поверхности льда. Рассмотрим условия теплообмена между водой, слоем льда, стенкой и охлаждающей средой (рис. XV.1). При этом будем считать, что температура воды $t_1 > 0$ °С, а температура хладагента $t_2 < 0$ °С.

В определенный момент времени τ_i у теплопередающей стенки слой льда имеет толщину $\delta_{л}$. Коэффициент теплопроводности слоя льда $\lambda_{л}$, металлической стенки $\lambda_{м}$. Толщина стенки $\delta_{м}$. Коэффициент теплоотдачи от воды к поверхности льда a_1, от стенки к хладагенту — a_2.

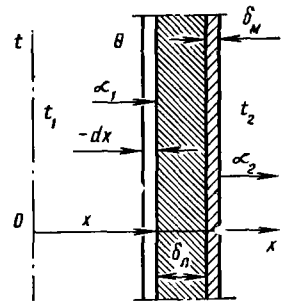


Рис. XV.1. Процесс намораживания льда у плоской стенки.

Тепловой поток от воды к поверхности льда состоит из суммы конвективного теплового потока q_1, вызываемого разностью температур жидкости t_1, поверхности льда Θ_0 и теплового потока q_2, эквивалентного работе трения при движении воды у охлаждаемой стенки.

В условиях естественной циркуляции воды тепловой поток $q_2 = 0$. При этом тепловой поток (в Вт/м²), поступающий от воды, $q_1 = a_1(t_1 - \Theta_0)$.

Тепловой поток, образуемый в результате работы сил трения, в случае принудительного движения воды

$$q_2 = p w_1, \qquad \text{(XV.1)}$$

где p — сила трения при движении воды у стенки, приходящаяся на 1 м² теплопередающей поверхности (напряжение силы трения), Н/м²; w_1 — скорость движения воды, м/с.

На основаиии положений о единстве процессов переноса тепловой и механической энергии, установленных академиком Л. С. Лейбензоном, предложена следующая приближенная зависимость между напряжением силы трения p и коэффициентом теплоотдачи α_1:

$$p = \alpha_1 w_1 \left(2 + \frac{1}{\text{Pr}}\right) \Big/ 3c_p.$$

Подставляя значение p в формулу (XV.1), получим

$$q_2 = \alpha_1 w_1^2 \left(2 + \frac{1}{\text{Pr}}\right) \Big/ 3c_p,$$

где Pr — критерий Прандтля; c_p— удельная массовая теплоемкость.

Полное количество теплоты, поступающей от воды на 1 м² теплопередающей поверхности льда,

$$q_0 = q_1 + q_2 = \alpha_1 \left[(t_1 - \Theta_0) + w_1^2 \left(2 + \frac{1}{\text{Pr}}\right) \Big/ 3c_p \right]. \qquad \text{(XV.2)}$$

Эквивалентная температура потока воды

$$t_{\text{экв}} = w_1^2 \left(2 + \frac{1}{\text{Pr}}\right) \Big/ 3c_p. \qquad \text{(XV.3)}$$

Тогда выражение (XV.2) будет иметь вид

$$q_0 = (t_1 - \Theta_0 + t_{\text{экв}}). \qquad \text{(XV.4)}$$

Если ввести дополнительное понятие «приведеиной температуры»

$$t_{\text{пр}} = t_1 + t_{\text{экв}}, \qquad \text{(XV.5)}$$

то из формулы (XV.4) получим выражение, определяющее полный тепловой поток, который поступает от воды на поверхность льда, т. е. $q_0 = \alpha_1(t_{\text{пр}} - \Theta_0)$.

Таким образом, для определения полного количества теплоты, поступающей от воды на поверхность льда конвективным путем и в результате выделения теплоты, эквивалентной работе сил трения, достаточно действительную температуру воды t_1 заменить «приведенным» ее значением $t_{\text{пр}}$ и тепловой поток определить так же, как и для случая естественной циркуляции воды.

Условия намораживания льда. Чтобы намороженный на охлаждаемой стенке слой льда не плавился под воздействием теплового потока q_0, поступающего из воды на его поверхность, необходимо отводить теплоту в охлаждаемую среду. Для этого нужно преодолеть тепловое сопротивление, равное

$$\frac{1}{k} = \frac{\delta_{\text{л}}}{\lambda_{\text{л}}} + \frac{\delta_{\text{м}}}{\lambda_{\text{м}}} + \frac{1}{\alpha_2}.$$

Тогда условия намораживания льда у стенки будут следующими.

Л е д н а м о р а ж и в а е т с я, если $\alpha_1(t_{\text{пр}} - \Theta_0) < k_1(\Theta_0 - t_2)$.

Равновесие наступает, когда толщина льда достигает своего максимального значения $\delta_{\text{л max}}$ для заданных условий теплопередачи, т. е. $\alpha_1(t_{\text{пр}} - \Theta_0) = k_1(\Theta_0 - t_2)$.

Л е д п л а в и т с я, когда тепловой поток q_0, поступающий от воды на поверхность льда, превышает тепловой поток q_3, отводимый в охлаждающую среду, т. е. когда

$$\alpha_1(t_{\text{пр}} - \Theta_0) > k_1(\Theta_0 - t_2). \qquad \text{(XV.6)}$$

Плавление льда прекратится, если с уменьшением толщины льда тепловой поток q_3, отводимый в охлаждающую среду, станет равным тепловому потоку q_0, поступающему от воды на поверхности льда. Максимальное значение толщины льда $\delta_{\text{л max}}$ находим из предыдущего выражения

$$\delta_{\text{л max}} = \left[\frac{\Theta_0 - t_2}{\alpha_1 (t_{\text{пр}} - \Theta_0)} - \left(\frac{\delta_{\text{м}}}{\lambda_{\text{м}}} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \right] \lambda_{\text{л}}. \qquad \text{(XV.7)}$$

Пользуясь выражением (XV.5), получим следующие условия льдообразования у охлаждаемой стенки. Лед намораживается, если $\delta_л < \delta_{л\,max}$. Лед плавится при $\delta_л > \delta_{л\,max}$. Это происходит до тех пор, пока его значение не станет равным $\delta_{л\,max}$ для рассматриваемых условий теплопередачи. С помощью выражения (XV.7) можно установить влияние условий теплопередачи на толщину намораживаемого льда у плоской охлаждаемой стенки, омываемой водой.

Намораживание льда у стенки будет тем значительнее, чем ниже температура и интенсивнее теплопередача охлаждающей среды. Значение $\delta_{л\,max}$ будет тем меньше, чем выше температура воды и интенсивнее теплоотдача от нее к поверхности льда. Причем в условиях принудительного движения воды влияние скорости на процесс намораживания льда выражается через значение коэффициента теплоотдачи α_1 и эквивалентную температуру, определяемую с помощью выражения (XV.6).

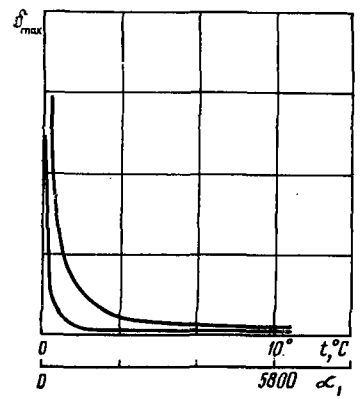


Рис. XV.2. Кривые зависимости максимальной толщины льда от температуры воды и коэффициента теплоотдачи.

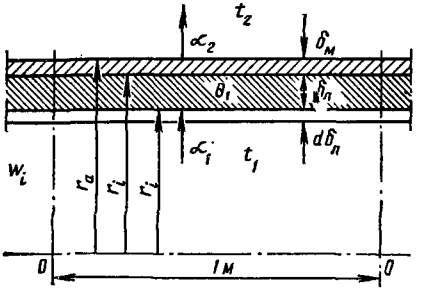


Рис. XV.3. Процесс намораживания льда у цилиндрической стенки.

Значения эквивалентной температуры воды в зависимости от ее скорости приведены ниже:

w	0,1	0,2	0,5	1,0	1,5	2,0
$t_{экв}$, °С	0,006	0,024	0,15	0,6	1,35	2,4

Расчетные значения $\delta_{л\,max}$ (рис. XV.2) в зависимости от температуры воды приведены ниже:

t_1, °С	0,05	0,1	0,2	0,5	1	4	10
$\delta_{л\,max}$, м	0,80	0,40	0,20	0,08	0,04	0,01	0,003

Значения $\delta_{лmax}$ в зависимости от коэффициента теплоотдачи от воды к поверхности льда α_1 следующие:

α_1, Вт/(м²·К)	150	300	500	1000	2000	5000
$\delta_{л\,max}$, м	1,33	0,67	0,4	0,2	0,1	0,04

Здесь $\delta_м = 0{,}005$ м; $\lambda_м = 46{,}5$ Вт/(м·К) $\lambda_л = 2{,}3$ Вт/(м·К)

$t_2 = -20$ °С; $\alpha_2 = 3489$ Вт/(м²·К).

Для $\delta_{лmax} \approx f(t_1)$ считают $\alpha_1 = 1163$ Вт/(м²·К); для $\delta_{л\,max} = f(\alpha_1)$ принимают $t_1 = 0{,}2$ °С.

Для условий естественной циркуляции воды значение коэффициента теплоотдачи от воды к поверхности льда находят по формуле А. Г. Ткачева.

При намораживании льда у стеики значение коэффициента теплопередачи определяют следующим образом. Тепловой поток (в Вт/м²), поступающий в охлаждающую среду,

$$q_3 = \frac{\Theta_o - t_2}{(\delta_л/\lambda_л) + (\delta_м/\lambda_м) + (1/\alpha_2)}.$$

Если значение q_3 разделить на разиость температур между охлаждаемой и охлаждающей средами, то можно получить выражение для коэффициента теплопередачи [в Вт/(м²·К)] льдогенераторов и водоохладителей в следующем виде:

$$k = (\Theta_o - t_2) \Big/ \left[(t_1 - t_2)\left(\frac{\delta_л}{\lambda_л} + \frac{\delta_м}{\lambda_м} + \frac{1}{\alpha_2}\right)\right]. \qquad (XV.8)$$

Время намораживания льда. Рассмотрим процесс намораживания льда с момента времени τ_i, которому соответствует состояние, представленное на рис. XV.3. К этому моменту времени толщина льда у стенки достигает значения $\delta_{л\,i}$. За время $d\tau$ у единицы поверхности образуется лед толщиной dx, в связи с чем потребуется отвести в охлаждающую среду количество теплоты $dQ_2 = \rho\, dx 1$. Здесь ρ — скрытая теплота льдообразования, отнесенная к единице объема намораживания льда, равная $301 \cdot 10^3$ кДж/м³.

За это же время от воды к поверхности льда поступит количество теплоты

$$dQ_1 = (t_{пр} - \Theta_o)\,\alpha_1 d\tau_i\,, \qquad (XV.9)$$

где $t_{пр}$ — приведенная температура воды, определяемая с помощью выражений (XV.3) и (XV.5) при естественной циркуляции воды $t_{экв} = 0$.

Таким образом, полное количество теплоты dQ, которое должно быть отведено за время $d\tau_i$ в охлаждающую среду, составит

$$dQ = dQ_1 + dQ_2 = (t_{пр} - \Theta_o)\,\alpha_1 d\tau + \rho d\, x\, 1. \qquad (XV.10)$$

Указанное количество теплоты должно пройти через слой образовавшегося льда $\delta_{л\,i}$ и металлическую стенку толщиной $\delta_м$. Его значение определяют из выражения

$$dQ = \frac{(\Theta_o - t_2)\, d\tau}{\dfrac{(\delta_л)_i}{\lambda_i} + \dfrac{\delta_м}{\lambda_м} + \dfrac{1}{\alpha_2}}.$$

Приравняв первые части выражений (XV.9) и (XV.10), получим дифференциальное уравнение льдообразования у плоской стенки. Разделив переменные и проинтегрировав в пределах от 0 до $\delta_л$, получим расчетное выражение, определяющее время намораживания льда (в с) у охлаждаемой плоской стеики

$$\tau = \frac{\rho}{(t_{пр} - \Theta_o)\,\alpha_1}\left\{\delta_л + \frac{\lambda_л\,(\Theta_o - t_2)}{\alpha_1\,(t_{пр} - \Theta_o)}\ \ln\left[1 - \frac{\delta_л}{\delta_{л\,max}}\right]\right\}, \qquad (XV.11)$$

где $\sigma_{лmax}$— максимальная толщиа льда, определяемая из выражения (XV.7).

Если температура воды $t_w = 0$, то время намораживания льда (в с) у плоской стенки находят из выражения (XV.12), которое получают так же, как и выражение (XV.11)

$$\tau = \frac{\rho\delta_л}{(\Theta_o - t_2)}\left(\frac{\delta}{2\lambda_л} + \frac{\delta_м}{\lambda_м} + \frac{1}{\alpha_2}\right). \qquad (XV.12)$$

Таким же образом получают расчетную формулу для времеии намораживания льда (в ч) в воде, температура которой у внутренней поверхности охлаждаемой трубы составляет 0 °С, т. е.

$$\tau = \frac{\rho}{2\,(\Theta_o - t_2)}\left\{\frac{r_i^2}{\lambda_л}\ \ln\frac{r_i'}{r_i} - \left(\frac{1}{2\lambda_л} + \frac{1}{\lambda_м}\ \ln\frac{r_a}{r_i} + \frac{1}{r_a\alpha_2}\right)\right\}[(r_i')^2 - r_i^2]. \qquad (XV.13)$$

Формула для определения времени намораживания льда на наружной поверхности охлаждаемой трубы имеет следующий вид:

$$\tau = \frac{-\rho}{2(\Theta_o - t_2)} \left\{ \frac{r_i'}{\lambda_л} \ln \frac{r_i'}{r_a} - \left(\frac{1}{2\lambda_л} - \frac{1}{\lambda_м} \ln \frac{r_a}{r_i} - \frac{1}{\alpha_2 r_a} \right) \right\} \left(r_i^2 - r_a^2 \right), \qquad \text{(XV.13, а)}$$

где r_i' — радиус поверхности льда, омываемой водой; r_a — наружный радиус трубы; r_i — внутренний радиус трубы.

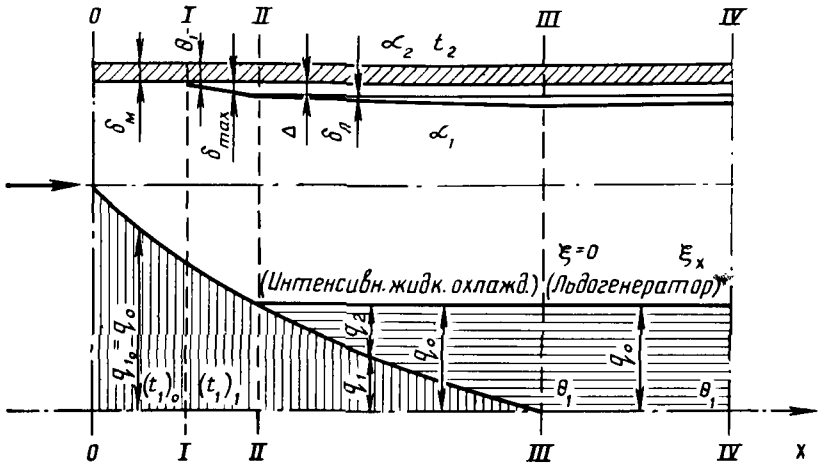


Рис. XV.4. Процесс теплопередачи и льдообразования снежного льда льдогенератора.

Приведенные выше расчетные зависимости процесса намораживания льда у охлаждаемых плоской и цилиндрической стенок позволяют произвести тепловой расчет различных типов льдогенераторов, водоохладителей и других охладителей жидкости, у теплопередающей поверхности которых происходит переход жидкой фазы в твердую. С их помощью можно прогнозировать интенсификацию или замедление процесса намораживания льда.

В качестве примера практического применения полученных расчетных зависимостей и дополнительного выявления особенностей теплопередачи при переходе жидкости в твердую фазу рассмотрим процесс охлаждения воды и льдообразования в льдогенераторе снежного льда (см. рис. XV.6).

Для упрощения выводов предполагаем, что теплопередающая втулка льдогенератора имеет цилиндрическую форму. Тогда условия теплопередачи и льдообразования в ней могут быть представлены следующей схемой (рис. XV.4).

Вода поступает в аппарат через сечение 0 с температурой $(t_1)_0$ и охлаждается в первой зоне *0—I* до температуры $(t_1)_1$, при которой температура поверхности стенки в сечении снижается до 0 °С. Значение температуры $(t_1)_1$ находят из выражения (XV.7), приравняв $\delta_{л\,max}$ к нулю. Протяженность этой зоны и охлаждение в ней воды определяют по обычным формулам теплопередачи.

Вторая зона *I—II* характеризуется тем, что у ее теплопередающей стенки намораживается лед. Причем толщина его возрастает с понижением температуры воды и в конечном сечении *II* значение $\delta_{л\,max}$ достигает величины зазора между резцом и втулкой. Тепловой поток, вызывающий охлаждение жидкости, циркулирующей в аппарате, $q_1 = [(t_1)_{ср} - \Theta_0]\alpha_1$.

Нижнюю границу *II* данной зоны находят по значению температуры воды $(t)_п$, которую предварительно определяют из выражения (XV.7) при величине

зазора между резцом и втулкой $\delta_{л\,max} = \Delta$. Коэффициент теплопередачи для этой зоны находят из выражения (XV.8).

В третьей зоне (*II—III*) происходит намораживание льда, срезание его резцами, плавление частиц льда, поступающих в циркулирующую воду, и интенсивное охлаждение воды. Вместе с тем температура воды в этой зоне остается положительной и только в конечном сечении *III* зоны падает до 0 °С. Таким образом, в этой зоне вода охлаждается двумя путями: конвективным (тепловой поток q_1) и за счет плавления льда, срезаемого резцами (тепловой поток q_2).

Тепловой поток q_1 находят так же, как и для *II* зоны. Тепловой поток $q_2 = n\delta_{л\cdot ср}\rho$, где n — частота вращения, $с^{-1}$; $\delta_{л\cdot ср}$ — средняя толщина льда, срезаемого за один оборот, находят ее из выражения (XV.12); ρ — объемная теплота льдообразования, Дж/м³.

Важной особенностью охлаждения воды в этой зоне является то, что с понижением ее температуры тепловой поток q_1 в соответствии с разностью температур $t_1 - Q_0$ падает. В то же время тепловой поток q_2 увеличивается, так как с падением температуры воды толщина срезаемого льда возрастает. В результате суммарный тепловой поток $q_0 = q_1 + q_2$ практически по всей длине *III* зоны остается постоянным и приближенно может быть рассчитан с помощью выражения

$$q_0 = (\theta_0 - t_2)/[(\Delta/\lambda_л) + (\delta_м/\lambda_м) + (1/\alpha_2)].$$

Здесь не учитывается тепловое сопротивление толщины срезаемого льда, так как оно в льдогенераторах снежного льда при $n = 3$ $с^{-1}$ не превышает сотых долей миллиметра. В то же время зазор между резцом и втулкой составляет около 0,5—0,8 мм.

Четвертая зона (*III—IV*) представляет собой интенсивный льдогенератор, температура воды в котором остается неизменной и равной 0 °С. Здесь вся теплота отводится в процессе льдообразования, в результате которого получается смесь воды и снежного льда. По мере движения смеси к выходу из льдогенератора концентрация ее возрастает.

Удельную производительность [в м³/(м²·с)] льдогенератора *IV* зоны находят из выражения

$$q_1 = \delta_{л.\,ср} n \cdot 1,$$

где $\delta_{л.\,ср}$ — толщина срезаемого льда в этой зоне, определяемая из выражения

$$\tau_{в.ср} = \frac{1}{n} = \frac{\rho\delta_{л.ср}}{\theta_0 - t_2}\left(\frac{\delta_{л.ср}}{2\lambda_л} + \frac{\Delta}{\lambda_л} + \frac{\delta_м}{\lambda_м} + \frac{1}{\alpha_2}\right).$$

Если не учитывать тепловое сопротивление срезаемого льда, то удельную производительность льдогенератора [в м³/(м²·с)] можно определить с помощью выражения

$$q_л = (\Theta_0 - t_2)/[(\Delta/\lambda_л) + (\delta_м/\lambda_м) + (1/\alpha_2)\rho].$$

При рассмотрении общего случая теплообмена в льдогенераторе снежного льда имеют место все четыре зоны. Однако одновременное их существование необязательно. В зависимости от условий теплопередачи могут отсутствовать одна, две и даже три зоны. Наличие и протяженность их можно регулировать, изменяя условия теплопередачи— температуру и расход поступающей воды, температуру испарения, зазор между резцом и втулкой, частоту вращения резцов и т. д.

Используя приведенные выше формулы теплопередачи, для любого типа льдогенератора можно рекомендовать необходимый режим рациональной эксплуатации.

Затруднения могут возникнуть тогда, когда процесс льдообразования нельзя приравнять к варианту использования плоской или цилиндрической стенки например при замораживании воды в льдоформах.

В этом случае для определения продолжительности замораживания воды (в ч) используют одну из приближенных формул Р.П. Планка $\tau = Ab(b + B)/t_2$,

где b — меньшая сторона льдоформы в ее верхней части; A и B — коэффициенты, определяемые по соотношению сторон поперечного сечения формы (табл. XV.1).

Таблица XV.1

Коэффициент	Соотношение сторон				
	1	1,5	2	2,5	4
A	3120	4060	4540	4830	5320
B	0,036	0,030	0,026	0,024	0,023

Льдогенераторы

Льдогенератором называют теплообменный аппарат для замораживания воды либо рассола с устройствами для подачи воды, отделения и выдачи (либо без нее) льда, связанный через регулирующую автоматику с холодильным компрессорно-конденсаторным агрегатом.

Льдогенераторы могут быть классифицированы как по видам, составу и назначению вырабатываемого льда, так и по способам и источникам охлаждения и по конструктивным особенностям. Льдогенераторы бывают периодического и непрерывного действия, с оттаиванием и механическим отделением льда. Кроме того, различают неавтономные льдогенераторы — с централизованным охлаждением рассолами и непосредственно хладагентами; автономные (в частности, агрегатные) автоматизированные льдогенераторы непосредственного охлаждения с компрессорными, абсорбционными, водяными пароэжекторными и термоэлектрическими холодильными машинами (в них используется механическая, тепловая, электрическая энергия).

Льдогенераторы с автоматизированным и ручным управлением по своей конструкции могут быть: 1) с подвижными и стационарными льдоформами; 2) панельные погружные и оросительные, в частности пакетопанельные; 3) трубчатые погружные и оросительные с наружным и внутренним намораживанием льда, в частности кожухотрубные; 4) роторные непрерывного действия — скребкового, шнекового и фрезерного типов; 5) с плунжерным и гидравлическим отрывом льда от поверхностей льдообразования.

Ледяные холодоаккумуляторы (автономные и неавтономные) могут быть без отделения льда, с отделением льда (фригаторные), а также зероторного типа.

По производительности льдогенераторы подразделяют на большие — производительностью 1000 кг/ч и более, средние — менее 1000, но более 100 кг/ч, малые — менее 100, но более 10 кг/ч и мелкие — менее 10 кг/ч, в том числе льдогенераторы со встроенными льдохранилищами и минильдогенераторы (производительностью 1 кг/ч), которые обычно входят в состав домашних холодильников.

По способу охлаждения аппараты для производства льда подразделяют на две группы: льдогенераторы рассольного охлаждения и льдогенераторы непосредственного охлаждения.

Льдогенераторы рассольного охлаждения

Льдогенераторы блочного льда. Наиболее распространенным типом льдогенераторов рассольного охлаждения является так называемый льдогенератор блочного льда. Этот тип льдогенератора представляет собой бак, заполненный рассолом с температурой около —10°С. Рассол охлаждается в испарителе, установленном в баке вдоль его продольной стенки. Испаритель льдогенератора состоит из вертикально трубной секции. От основной части бака он отделен промежуточной стенкой, образующей карман, в который поступает отепленный льдоформами рассол, циркулирующий с помощью мешалок.

Для лучшей циркуляции рассола мешалки размещены в горловинах до-

полнительной торцевой стенки, образующей поперечный карман. Таким образом, вначале рассол циркулирует в баке и охлаждает льдоформы, а затем поступает в карман испарителя, где он охлаждается, и затем снова возвращается в основную часть бака для охлаждения льдоформ.

Льдоформы скомплектованы в секции, состоящие из 10—20 форм, которые заполняют из специального наполнительного устройства (дозатора) водой, а затем опускают в рассол. По мере охлаждения воды в формах намораживается лед. При этом секции периодически перемещают с помощью толкающего механизма с таким расчетом, чтобы в конце бака процесс намораживания льда в формах был закончен.

Далее секцию льдоформ с помощью подъемного механизма вынимают из рассола и опускают в оттаивательный бачок, в который предварительно заливают воду с температурой около 40°С. После пребывания льдоформ в теплой воде в течение 1,5—2 мин блоки льда легко отделяются и с помощью опрокидывающего устройства направляются в льдохранилище. Для ускорения процесса льдообразования применяют предварительное охлаждение воды в специальных водоохладителях либо не домораживают блок, так как замораживание его сердцевины протекает наиболее медленно.

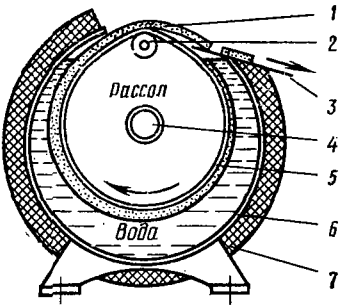


Рис. XV.5. Льдогенератор чешуйчатого льда:

1 — лед; *2* — деформирующий ролик; *3* — льдоскат в бункер; *4* — целый вал с подачей рассола; *5* — вращающийся цилиндр; *6* — кожух льдогенератора; *7* — изоляция.

Основными недостатками льдогенераторов блочного льда являются большая продолжительность процесса замораживания воды в льдоформах; повышенный (на 5°С) перепад температур замораживаемого блока льда и хладагента; повышенный расход электроэнергии, связанный с подогревом воды для оттаивания льдоформ и дополнительным перепадом температур в аппарате; наличие потерь льда при оттаивании льдоформ; сложность механизации трудоемких процессов.

Чтобы показать преимущества применения льдогенераторов непосредственного охлаждения рассмотрим физическую сущность процесса.

Как известно, скорость отнятия теплоты от воды (в льдоформе) зависит от площади поверхности теплопередачи F, разности температур между водой и хладагентом (или рассолом) Δt и значения коэффициента теплопередачи k, т. е. $Q = F\Delta tk$.

Обычно рассол имеет температуру —7°С (температура кипения хладагента —12°С). Разность температур между водой и рассолом составляет 7°С, а при непосредственном охлаждении разность температур Δt увеличивается до 12°С, поэтому отвод теплоты в единицу времени при непосредственном охлаждении будет на 70% больше, чем при рассольном. Значение коэффициента теплопередачи при непосредственном охлаждении составляет 889 Вт/(м²·К) вместо 430 Вт/(м²·К) при рассольном. Если подставить значения Δt и k в формулу, определяющую значение Q, а затем разделить Q на F, то можно получить количество теплоты, отнятой от 1 м² поверхности в единицу времени. При рассольном охлаждении $Q/F = 7 \times 430 = 3010$ Вт/(м²·К), а при непосредственном $Q/F = 12 \times 889 = 10\,668$ Вт/(м²·К). При этом время замораживания блока уменьшается втрое.

Льдогенератор чешуйчатого льда. Барабан льдогенератора (рис. XV.5) выполнен из тонких листов монель-металла. На внутреннюю полость барабана поступает холодный рассол, а отепленный удаляется. Снаружи барабан омывается водой, которая охлаждается, замерзает и в месте установки деформирующего ролика отделяется в виде чешуек льда. Барабан вращается медленно. За один оборот его намораживается слой льда толщиной около 3 мм. При диаметре барабана 2,3 мм и длине 4,1 м производительность льдогенератора достигает 10 т/сут.

Льдогенераторы непосредственного охлаждения

Применение льдогенераторов непосредственного охлаждения более перспективно, чем льдогенераторов с рассольным охлаждением.

Льдогенераторы чешуйчатого льда. На мясокомбинатах применяют льдогенераторы чешуйчатого льда конструкции УкрНИХИ. В стальном барабане, частично погруженном в воду, через полый вал циркулирует аммиак. На наружной поверхности барабана намораживается лед, который отделяется с помощью плотно прилегающего стального ножа и поступает в бункер льда. Производительность льдогенератора при диаметре барабана 700 мм, длине 900 мм и частоте вращения 0,133 1/с составляет 200—300 кг/ч. Существенным недостатком льдогенератора является замедленное намораживание льда; только нижняя часть барабана омывается кипящим аммиаком и водой, большая же верхняя часть его внутри охлаждается парами аммиака, снаружи на ее поверхности происходит переохлаждение льда.

Льдогенераторы снежного льда. Льдогенераторы снежного льда (рис. XV.6) широко распространены в народном хозяйстве. Цилиндр и чугунная рифленая втулка его образуют рубашку, в которой кипит аммиак, поступающий из отделителя жидкости. Внутри втулки вращается вал *1* с лопатками и насаженными на них резцами, прилегающими к внутренней ее поверхности. Во втулку циркуляционным насосом подается вода, которая захватывается лопатками, омывает втулку, охлаждается, замораживается и срезается резцами. Смесь воды и снежного льда выносится из льдогенератора на сетку бака сборника холодной воды или в пряемник брикет-пресса. В первом случае на сетке остается снежный лед, а вода циркуляционным насосом возвращается в льдогенератор.

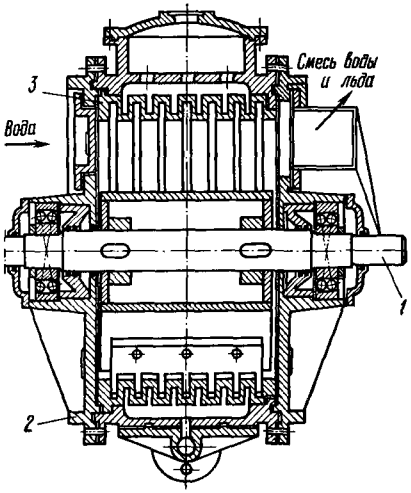


Рис. XV.6. Льдогенератор снежного льда:
1 — вал; *2* — цилиндр; *3* — втулка.

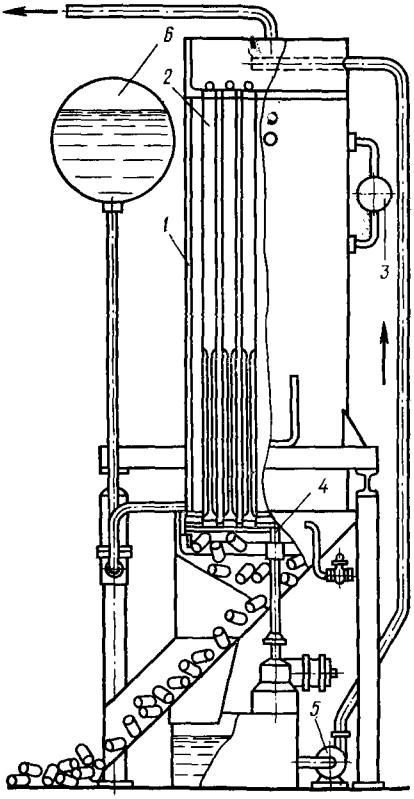


Рис. XV.7. Льдогенератор трубчатого льда:
1 — кожух льдогенератора; *2* — труба льдогенератора; *3* — поплавковый регулирующий вентиль; *4* — механический нож; *5* — центробежный насос для подачи воды; *6* — сборник аммиака.

Во втором случае в брикет-прессе образуется чечевицеобразный лед, который поступает в бункер, а вода возвращается в льдогенератор на повторное охлаждение.

В обоих случаях в сборник холодной воды с помощью поплавкового вентиля подается свежая вода. Льдогенератор снежного льда с длиной цилиндра 1,5 м и диаметром 0,8 м имеет производительность около 25 т/сут.

Автоматизированные льдогенераторы снежного льда с брикет-прессом и бункером льда, расположенные над железнодорожной платформой или причалом рыболовных судов, позволяют удобно подавать лед в карманы вагонов-ледников или в трюмы для пересыпки рыбы льдом. В последнем случае лед иногда изготовляют из морской воды.

В настоящее время выпускаются льдогенераторы снежного льда с вертикальным расположением цилиндра, охлаждаемого *R*12, производительность такого льдогенератора 100 кг/ч, диаметр цилиндра 416 мм, высота 625 мм.

Льдогенераторы трубчатого льда. По конструкции льдогенераторы трубчатого льда (рис. XV.7) напоминают вертикальные кожухотрубные конденсаторы. Пространство между кожухом и трубками заполняют кипящим аммиаком. Вода, стекая по внутренней поверхности трубок, охлаждается, и лед намораживается в виде трубок. Когда толщина их достигает 10—15 мм, процесс охлаждения прекращается. После этого вентиль отсоса паров из льдогенератора перекрывают, а жидкий аммиак передавливают с помощью горячих паров в специальный сборник. В следующем цикле аммиак самотеком возвращается обратно в кожух льдогенератора. Этими же парами производится оттаивание льда у трубчатой поверхности. Лед после этого опускается вниз и срезается ножом, расположенным заподлицо с нижней трубной доской льдогенератора, и попадает в бункер. При трубках диаметром 57 × 3,5 мм время одного цикла (при продолжительности процесса оттаивания около 10 мин) составляет примерно 40 мин. Льдогенератор вырабатывает трубки льда заданной высоты и толщины. Льдогенератор полностью автоматизирован и при производительности 10 т/сут имеет следующие габаритные размеры: высоту 3,9 м, длину 2,9 м, ширину 1,9 м.

Для уменьшения потерь при оттаивании льда трубки льдогенератора делают прямыми, с гладкой внутренней поверхностью. При оттаивании следует обеспечить интенсивный обогрев нижней трубной доски, иначе удаление льда будет затруднено.

В последние годы получили распространение льдогенераторы непосредственного охлаждения, представляющие собой льдоформы с рубашкой, в которой кипит аммиак. В формы вставляют вертикально расположенные по всей высоте одну или несколько трубок, которые охлаждаются кипящим аммиаком. В результате на внутренней поверхности льдоформ и наружной поверхности опущенных в них вертикальных трубок происходит одновременное намораживание льда.

Вследствие этого процесс льдообразования ускоряется в несколько раз по сравнению с намораживанием льда в формах тех же размеров рассольных льдогенераторов.

Генератор блочного льда с пленочным намораживанием. Генератор непрерывного производства блочного льда пленочного намораживания представляет собой льдоформу, имеющую рубашку, в которой кипит аммиак. Нижняя часть формы имеет вид четырехгранной пирамиды, в верху которой имеется отверстие с толкателем. При ходе толкателя лед отрывается от стенок формы. В образовавшийся зазор между льдом и стенкой формы поступает вода, которая быстро замерзает, после чего следует новое выталкивание. В результате из формы выходит сплошной ледяной блок квадратного сечения. Производительность такого льдогенератора высока, так как основное тепловое сопротивление весьма мало. Механический способ выталкивания льда можно заменить гидравлическим. В этом случае лед выталкивается непосредственно водой, подаваемой в форму, что позволяет отказаться от движущихся частей и значительно упростить конструкцию льдогенератора. Преимуществами такого аппарата являются отсутствие системы оттаивания льда и большая компактность аппарата.

Глава XVI
СУХОЙ ЛЕД

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Сухой лед, или твердая углекислота (CO_2), при атмосферном давлении сублимирует, т. е. переходит в газообразное состояние, минуя жидкую фазу. Благодаря этому свойству твердая углекислота получила название сухого льда. Удельная масса его зависит от способа получения и составляет 1,3—1,6 кг/дм³. При давлении 98 кПа температура сухого льда равна—78,9 °С, а теплота, необходимая для полного его испарения (скрытая теплота сублимации), — 561 кДж/кг.

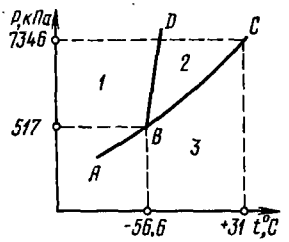


Рис. XVI.1. Диаграмма p—t для углекислоты:
1 — область твердой фазы углекислоты; *2* — область жидкой фазы; *3* — область газовой фазы.

Как хладоноситель или охлаждающее средство сухой лед значительно эффективнее водного. Полная холодопроизводительность 1 кг сухого льда с учетом использования холода паров, которые образуются при сублимации и отеплении их до 0 °С, составляет 665 кДж/кг, что в 1,9 раза выше холодопроизводительности 1 кг водного льда. В смеси сухого льда с эфиром можно получить температуру —100 °С, а при создании вакуума — значительно ниже.

Диаграмма фазовых состояний углекислоты приведена на рис. XVI.1. Участок *1* диаграммы является областью твердой фазы, участок *2*— областью жидкости, участок *3* — газовой областью (перегретого пара). Пограничные линии между этими агрегатными состояниями представляют собой совокупность точек, в которых могут находиться в термодинамическом равновесии какие-либо две фазы: твердое тело и пар (кривая *AB*), жидкость и пар (кривая *BC*) или жидкость и твердое тело (кривая *BD*).

Кривая *AB* характеризует давление насыщенных паров твердой углекислоты. Из диаграммы видно, что при давлениях ниже 517 кПа (или температурах ниже —56,6 °С) углекислота *может находиться лишь* в твердой и газообразной фазах. Следовательно, только при этих давлениях возможна сублимация твердой углекислоты. Температура сублимации является функцией давления.

Кривая *BC* характеризует давление насыщенных паров жидкой углекислоты (сверху эта кривая ограничена критической точкой *C* с параметрами $p_{кр}$ = = 7346 кПа и $t_{кр}$ = 31°С), кривая *BD* — плавление (затвердение) углекислоты. В отличие от аналогичной кривой для водного льда кривая *BD* имеет положительный наклон к оси абсцисс.

В точке *B* пересекаются три кривые равновесных состояний углекислоты. Эта точка характеризует такое состояние углекислоты, при котором в термодинамическом равновесии находятся одновременно три фазы. Параметрами этой точки, называемой тройной точкой, являются давление p = 517 кПа и температура t = —56,6 °С.

При давлениях выше 702 кПа и подводе теплоты твердая углекислота, как и водный лед, последовательно переходит в жидкую, а из жидкой — в газообразную фазу. При давлениях ниже 517 кПа жидкой фазы углекислоты не существует.

Сведения о термодинамических свойствах углекислоты, таких, как i и s, содержатся в i — p- и T — s-диаграммах. Однако эти диаграммы не позволяют судить о количественном соотношении фаз в тройной точке, а следовательно, не дают возможности определить энтальпию или энтропию трехфазной смеси. В этом случае требуются дополнительные расчеты. Так, для определения энтальпии трехфазной смеси пользуются уравнениями

$$i'x + i''y + i'''z = i,$$
$$x + y + z = 1,$$

где i', i'', i''' — энтальпия соответственно жидкой, газообразной и твердой фаз; x, y, z — массовые доли этих фаз.

Холодопроизводительность 1 кг углекислоты равна разности энтальпий парообразной углекислоты, имеющей давление и температуру охлаждаемой среды, и твердой углекислоты. Теплота плавления (или замерзания) углекислоты в тройной точке равна разности энтальпий жидкой и твердой углекислоты при давлении 517 кПа. Значение теплоты плавления в тройной точке составляет 195,7 кДж/кг. При давлениях выше 517 кПа и температурах выше —56,6 °С теплота плавления практически мало отличается от теплоты плавления в тройной точке.

Удельную теплоемкость твердой углекислоты [в кДж/(кг·К)] в диапазоне температур от 57 °С до —110 °С определяют по уравнению $c = 1{,}67 - 0{,}0118 \times T - 0{,}0000523\ T^2$.

Теплопроводность ее при $\rho = 1{,}4$ кг/дм^3 составляет около 0,384 Вт/(м·К).

Сухой лед получают в результате отвода теплоты от жидкой углекислоты.

Цехи, вырабатывающие углекислоту, расположены в основном в европейской части СССР. Самый крупный производитель углекислоты Центральный экономический район (40% сухого льда и 18% сжиженной углекислоты без учета производства на внутризаводские нужды).

По исходному сырью, используемому для выработки сухого льда и сжиженной углекислоты, цехи подразделяются на 2 группы: группу А, работающую на базе использования бросовых газов химикатов, нефтеперерабатывающих, мыловаренных, гидролизных и спиртовых заводов; и группу Б, работающую на базе специального сжигания топлива (в том числе, при известковообжигательных печах, при домнах, при ТЭЦ).

Лучшим сырьем для заводов сухого льда является углекислота спиртового брожения (почти 100%-ный углекислый газ). За ней идут экспанзерные газы заводов синтетического аммиака (до 88% углекислоты), углекислота метанового брожения и дымовые газы известковообжигательных печей. Последнее место по качеству исходного сырья и первое по его количеству занимает углекислота дымовых газов (10—16% углекислоты). Однако большинство заводов в СССР применяют именно этот вид сырья. Это объясняется тем, что указанные заводы строили в основном при предприятиях, которые являются главными потребителями сухого льда (например, при хладокомбинатах, имеющих цехи мороженого).

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ПРОИЗВОДСТВА ЖИДКОЙ УГЛЕКИСЛОТЫ

Углекислота из дымовых газов топлива. Дымовые газы подвергают предварительной обработке: охлаждению до необходимой температуры и очистке от механических и химических примесей. Охлаждение дымовых газов с одновременной отмывкой их от механических примесей и частичной очисткой от сернистых соединений производится в холодном скруббере *1* (рис. XVI.2), насадка которого орошается холодной водой. В случае, если запыленность дымовых газов превышает 5 г/м^3, целесообразно устанавливать специальные пылеулавливающие аппараты (например, центробежный скруббер).

Для улавливания капельной влаги, выносимой дымовым газом из холодного скруббера, на выходе из аппарата установлен водоотделитель *2*. Просос дымовых газов через холодный скруббер и создание напора, необходимого для преодоления сопротивлений трубопроводов и аппаратов технологической схемы, обеспечиваются эксгаустером *3*.

Далее дымовые газы направляются в содовый скруббер *4*, нижняя насадка которого орошается раствором соды с помощью насоса *5* и предназначена для химической очистки газов от сернистых соединений; верхняя насадка орошается тепловой водой и служит для нагрева газов до температуры процесса абсорбции. Охлажденные и отмытые дымовые газы поступают в нижнюю часть абсорбера *6*.

Процесс абсорбции углекислоты из дымовых газов идет на разветвленной поверхности насадки, орошаемой сверху раствором моноэтаноламина.

В верхней части абсорбера установлен трубчатый водяной холодильник, поддерживающий равенство температур дымовых газов на входе в абсорбер

и на выходе из него. Насыщенный углекислотой раствор моноэтаноламина собирается в нижней части абсорбера, откуда насосом насыщенного раствора *7* через теплообменник раствора *8* направляется на орошение насадки дефлегматора-десорбера *9*.

В теплообменнике раствора рекуперируется тепло истощенного раствора моноэтаноламина, отводимого из десорбера.

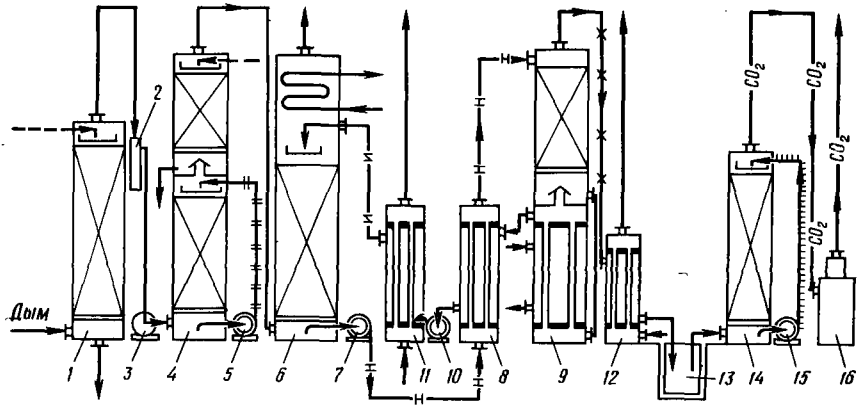


Рис. XVI.2. Схема установки для получения углекислоты из дымовых газов:
1 — холодный скруббер; *2* — водоотделитель; *3* — эксгаустер; *4* — содовый скруббер; *5* — насос; *6* — абсорбер; *7* — насос насыщенного раствора; *8* — теплообменник; *9* — дефлегматор-десорбер; *10* — насос истощенного раствора; *11* — холодильник раствора; *12* — холодильник газа; *13* — сборник конденсата; *14* — промывная колонна; *15* — насос; *16* — центробежный водоотделитель.

Стекая по насадке дефлегматора, насыщенный раствор контактирует с идущей противотоком более горячей парогазовой смесью, в результате чего между ними происходит тепло- и массообмен. Пройдя дефлегматор, раствор по внешнему трубопроводу перетекает в трубное пространство кипятильника, где кипит за счет теплоты конденсации водяного пара, подаваемого в межтрубное пространство.

Получаемая при кипении раствора парогазовая смесь поступает в дефлегматор, а истощенный раствор моноэтаноламина отводится в теплообменник раствора, откуда насосом истощенного раствора *10* через холодильник раствора *11* направляется на орошение насадки абсорбера. Таким образом, абсорбционно-десорбционный цикл замыкается.

Выходящая из верхней части дефлегматора парогазовая смесь, состоящая из газообразной углекислоты, паров воды и моноэтаноламина, поступает в межтрубное пространство холодильника газа *12*, где водяные пары конденсируются, а углекислый газ охлаждается.

Конденсат отделяется в сборнике конденсата *13* и возвращается в абсорбционно-десорбционный цикл, а углекислый газ направляется в промывную колонку *14*, насадка которой орошается раствором $KMgO_4$. Рециркуляция раствора осуществляется насосом *15*. Отмывка углекислого газа марганцовокислым калием необходима для удаления следов и запаха моноэтаноламина. На выходе углекислого газа из колонки установлен центробежный водоотделитель *16*, предназначенный для полного отделения капельной влаги.

Если исходное сырье не содержит серинстых соединений, из схемы ис-

ключают содовый скруббер. В этом случае газы в холодном скруббере охлаждаются до температуры, равной температуре процесса абсорбции.

Углекислота спиртового брожения. Побочным продуктом спиртовых, пивоваренных и некоторых других заводов является почти чистый углекислый газ, получаемый при брожении сахара. Теоретически при брожении 1 кг сахара образуются 0,511 кг спирта и 0,489 кг углекислого газа. Практически из-за неполноты процесса брожения, а также из-за побочных реакций выход спирта и углекислого газа оказывается ниже. В период главного брожения, когда в чане не остается воздуха, углекислота под небольшим избыточным давлением направляется в газгольдер, а из него — на дальнейшую переработку. Для удаления из углекислого газа примесей применяют физико-химические или химические методы обработки углекислоты брожения. Схема производства жидкой углекислоты из продуктов спиртового брожения и методика расчета описаны в специальной литературе.

Углекислота синтеза аммиака. В значительном количестве углекислый газ получается на заводах синтетического аммиака (до 2,5 т на 1 т аммиака) в результате обработки воздушно-водяного генераторного газа водой в присутствии катализатора.

Для удаления углекислоты из газовой смеси ее промывают водой в специальных башнях, работающих под давлением 1666—1862 кПа. Затем вода, насыщенная углекислотой и другими газами, направляется в гидротурбину, где при расширении до атмосферного давления из воды выделяются растворенные в ней газы. Эти так называемые экспанзерные газы содержат 85—88% CO_2 (по объему), 15—12% N_2 + CO и некоторое количество сероводорода (2—4 г/м³).

Технологическая схема получения углекислоты состоит из устройства для очистки газа от сероводорода с помощью окислов железа и компрессорной установки. После сжатия смесь направляется в конденсатор, где углекислота ожижается, а неконденсирующиеся газы (H_2, CO) выпускаются в атмосферу с рекуперацией холода, полученного в результате дросселирования. Полученную жидкую углекислоту используют для производства сухого льда в баллонах.

Углекислота из «защитных» газов. На многих металлургических и машиностроительных заводах находятся станции производства азотного «защитного» газа (96—97% N_2, 1,5—2% H_2, 1,5—2% CO), необходимого для термообработки металла. В процессе его получения выбрасывается в атмосферу значительное количество углекислоты (до 20—25 т/сут). Поэтому при таких заводах организуется производство сжиженной или твердой углекислоты.

Технологическая схема принципиально не отличается от типовой каскадной схемы производства сжиженной углекислоты при среднем давлении.

Углекислота из газов известковообжигательных печей. Содержание углекислого газа в газах, отходящих из известковообжигательных печей, зависит от технологического процесса обжига извести. При использовании таких газов улучшаются технико-экономические показатели углекислотных установок по сравнению с установками, использующими в качестве сырья дымовые газы.

Технологические схемы получения углекислого газа из газов, отходящих от известковообжигательных печей, в общем случае аналогичны схемам, применяемым при использовании дымовых газов.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ПРОИЗВОДСТВА СУХОГО ЛЬДА

Отвод теплоты от жидкой углекислоты может производиться одним из следующих двух способов:

внешний отвод теплоты — отвод теплоты от находящейся под давлением жидкой углекислоты через стенку сосуда при температуре ниже температуры тройной точки; конденсация газообразной углекислоты осуществляется непосредственно из газовой смеси, содержащей углекислый газ, с последующим отводом теплоты при температуре ниже температуры тройной точки;

внутренний отвод теплоты — испарение жидкой углекислоты с отводом паров от поверхности; дросселирование жидкой углекислоты до давления тройной точки с последующим прессованием полученного снега; расширение жидкой углекислоты с получением внешней работы; испарение жидкой углекислоты

при давлении 686÷ 882 кПа с частичной сублимацией уже образовавшейся твердой углекислоты и отводом пара через ее поры.

Практическое применение получил способ, основанный на внутреннем отводе теплоты при дросселировании жидкой углекислоты с последующим прессованием снега в специальных сухоледных прессах или отводом образующихся паров через поры блока сухого льда в льдогенераторах.

Снижение давления жидкой углекислоты от давления конденсации до давления тройной точки может происходить как при однократном дросселировании (простой цикл), так и при многократном (цикл с промежуточным отводом пара). При этом давление конденсации может принимать следующие значения: 6370—6860 кПа (цикл высокого давления), 1568—1960 кПа (цикл среднего давления), 736—882 кПа (цикл низкого давления).

Технологические схемы производства сухого льда основаны преимущественно на применении цикла высокого давления с промежуточным отводом пара.

Схемы с циклом среднего давления и промежуточным отводом пара, термодинамически более выгодные, пока имеют очень ограниченное применение, поскольку трудно подобрать углекислотные и аммиачные компрессоры с необходимыми характеристиками.

Схемы с простым циклом низкого давления требуют применения низкотемпературных двухступенчатых холодильных машин, усложняющих условия эксплуатации, что делает их использование в настоящее время нецелесообразным.

Блоки сухого льда получают либо в сухоледных прессах, либо в льдогенераторах вне зависимости от принятой технологической схемы.

Схема производства сухого льда с циклом высокого давления. Углекислый газ и отсасываемые из льдогенераторов пары (нижний отсос) поступают к всасывающей стороне углекислотного компрессора *1* (рис. XVI.3). Отвод теплоты сжатия и отделение капельной влаги производятся в холодильниках *2* и масловлагоотделителях *3*, которые одновременно выполняют роль смесителей газа, нагнетаемого ступенями компрессора и отсасываемых паров, обеспечивая отделение капельной влаги, образующейся при смешении холодного и теплового потоков газов.

Сжатый газ проходит блок очистки и осушки *4* и поступает в конденсатор *5*. Жидкая углекислота, пройдя стапельные баллоны *6*, которые служат промежуточной емкостью высокого давления, дросселируются до давления 2452—2744 кПа. Полученные при дросселировании пары отсасываются третьей ступенью компрессоров, а жидкость накапливается в первом промежуточном сосуде *7*, откуда дросселируется до давления 736—980 кПа во второй промежуточный сосуд *8*. Пары отсасываются второй ступенью компрессора, а жидкая углекислота из сосуда направляется в льдогенераторы *9* (на схеме условно показан один льдогенератор), которые работают поочередно.

Льдогенераторы заполняются жидкой углекислотой самотеком при открытом вентиле уравнительной линии (верхний отсос) и закрытых диафрагмах (нижний отсос). После заполнения открывают одну из диафрагм нижнего отсоса, что обеспечивает дросселирование жидкости до давления всасывания.

При давлении тройной точки жидкость превращается в сухой лед. Процесс льдообразования распространяется в полости льдогенератора снизу вверх концентрическими поверхностями, причем роль дросселя выполняет масса сухого льда. Окончание процесса льдообразования характеризуется падением давления внутри льдогенератора до давления всасывания первой ступени компрессора.

Схема производства сухого льда методом прессования с циклом высокого давления. Снег, получаемый при дросселировании жидкой углекислоты до давления ниже давления тройной точки, превращается в блоки сухого льда в результате его сжатия (прессования). Удельная масса сухого льда зависит от давления и продолжительности сжатия, а также от формы блока и практически составляет 1,4—1,6 кг/дм^3. При получении сухого льда методом прессования в специальных сухоледных прессах давление сжатия снегообразной массы больше, чем в льдогенераторах. Углекислый газ и отсасываемые из пресса пары (нижний отсос) поступают к всасывающей стороне основного компрессора, которым они сжимаются до давления конденсации. Схема сжижения

сжимаемого основным компрессором газа аналогична схеме, представленной на рис. XVI.3.

Жидкая углекислота поступает к стапельным баллонам, откуда, пройдя теплообменники, предназначенные для рекуперации холода отсасываемых из второго промежуточного сосуда и сухоледного пресса паров, дросселируется до давления 2450—2940 кПа в первый промежуточный сосуд.

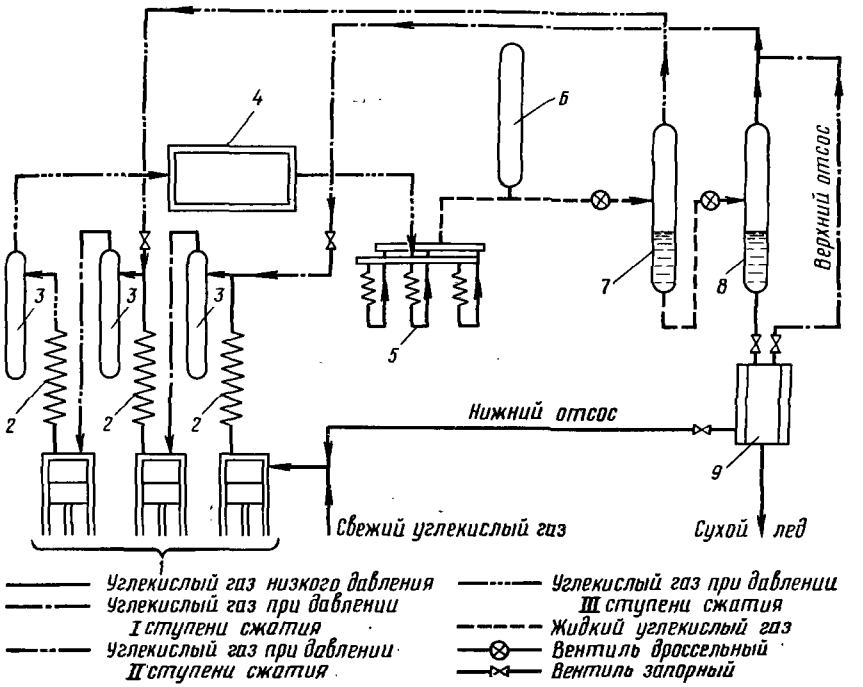


Рис. XVI.3. Схема производства сухого льда с циклом высокого давления с промежуточным отбором пара:

1 — углекислотные компрессоры; *2* — холодильники; *3* — масловлагоотделители; *4* — блок очистки и осушки; *5* — конденсаторы; *6* — стапельный баллон; *7* — первый промежуточный сосуд; *8* — второй промежуточный сосуд; *9* — льдогенераторы.

Полученные при дросселировании пары отсасываются третьей ступенью дополнительного компрессора, а жидкая углекислота дросселируется до давления 980—1470 кПа во второй промежуточный сосуд. Образовавшиеся при дросселировании пары через теплообменник отсасываются второй ступенью дополнительного компрессора, а жидкая углекислота, пройдя мерный бачок, обеспечивающий заполнение пресса необходимым количеством жидкости, дросселируется в снеговые камеры сухоледного пресса до давления, равного давлению тройной точки, 517 кПа.

Полученные при дросселировании пары отсасываются через теплообменник первой ступенью дополнительного компрессора (верхний отсос).

Процесс наполнения снеговой камеры продолжается около 6 мин, после чего регулирующий вентиль закрывается, а продолжающий действовать верхний отсос доводит давление в камере до 392—440 кПа. После этого верхний отсос отключают и включают нижний, обеспечивающий снижение давления в камере до 147—157 кПа. По достижении указанного давления накопленный в камере пресса углекислотный снег сжимается, в результате чего получается

компактный блок сухого льда с удельной массой до 1,6 кг/дм^3. После удаления блока из камеры прессующий поршень поднимается вверх, а отверстие камеры закрывается головкой плунжера нижнего цилиндра.

Во время работы нижнего отсоса, обеспечивающего снижение давления, и освобождения от блока одной камеры в другой камере накапливается углекислотный снег.

Дополнительный компрессор сжимает пары до давления конденсации. Отвод теплоты сжатия и отделение капельной влаги производятся в холодильниках дополнительного компрессора и маслоотделителях, одновременно выполняющих роль смесителей. Сжатый газ проходит блок очистки, предназначенный для очистки газа от масла (сжимаемый в дополнительном компрессоре газ влаги не содержит), и поступает в конденсатор. Полученная жидкая углекислота соединяется с потоком жидкости, идущим из конденсатора основного компрессора.

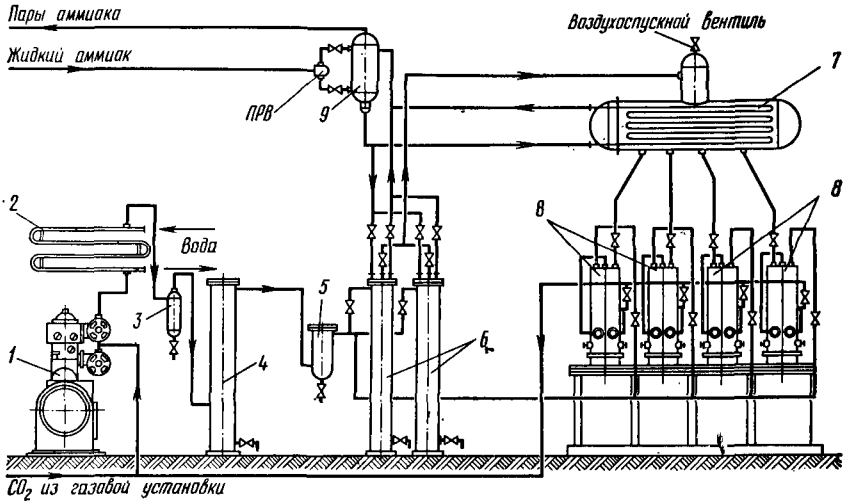


Рис. XVI.4. Схема производства сухого льда при низком давлении:
1 — компрессор; *2* — водяной холодильник; *3* — маслоотделитель; *4* — колонка с хлористым кальцием; *5* — силикагелевый фильтр; *6* — вымораживатель влаги; *7* — конденсатор-испаритель; *8* — льдогенераторы; *9* — отделитель жидкого аммиака.

Схема производства сухого льда с циклом низкого давления. Газ сжимается в одноступенчатом компрессоре *1* (рис. XVI.4) до давления 882—980 кПа, направляется в водяной холодильник *2*, маслоотделитель *3*, колонку с хлористым кальцием *4*, силикагелевый фильтр *5* и вымораживатель влаги *6*. В конденсаторе-испарителе *7* газ сжижается и затем направляется в льдогенераторы для получения блоков сухого льда. Из льдогенераторов газ поступает в компрессор *1*.

Холод, необходимый для вымораживания влаги из углекислого газа и сжижения его, получают от компрессионной или абсорбционной холодильной установки. Для конденсации углекислоты при давлениях 882—980 кПа температура кипения хладагента в конденсаторе-испарителе должна составлять —48 ÷ —45 °С.

Дальнейшее снижение давления конденсации углекислоты может быть достигнуто при использовании холода, генерируемого при более низких температурах, например в холодильных установках с трехступенчатым сжатием хладагента или в каскадных холодильных машинах с циркуляцией различных хладагентов.

Глава XVII
ХОЛОДИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Холодильный транспорт является важным звеном в общей холодильной цепи. Он обеспечивает хранение и доставку скоропортящихся пищевых продуктов от места их производства до мест потребления. Холодильный транспорт подразделяется на водный, железнодорожный и автомобильный. К холодильному транспорту можно также отнести и рефрижераторные контейнеры.

Холодильные установки этих транспортных средств должны быть компактными, поддерживать заданные температурно-влажностные режимы в охлаждаемых помещениях, такие же, как и на стационарных холодильниках.

В холодильных установках транспортных средств применяют высокоэффективные изоляционные материалы. При эксплуатации холодильных установок предъявляют повышенные требования к безопасности обслуживающего персонала и к сохранности перевозимого груза.

ВОДНЫЙ ХОЛОДИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

Основные типы рефрижераторных судов. Рефрижераторные суда классифицируют по ряду характерных признаков.

По эксплуатационному назначению суда разделяют по следующим видам: транспортные рефрижераторные суда морского и речного флота, предназначенные для внутренних и внешнеторговых перевозок скоропортящихся грузов; рыбопромысловые рефрижераторные суда; специализированные рефрижераторные суда (суда-контейнеровозы, суда для перевозки сжиженных газов).

По району плавания различают суда ограниченного и неограниченного района плавания. Последняя категория судов характеризуется автономностью плавания, в большинстве случаев от 60 до 120 суток без пополнения всех запасов (топлива, продовольствия и т. д.).

По ассортименту перевозимых грузов рефрижераторные суда могут быть специализированными (для перевозки определенных видов грузов) и универсальными (для перевозки широкого ассортимента грузов).

По температурному режиму в трюмах различают рефрижераторные суда низкотемпературные и высокотемпературные. Первые предназначены для перевозки охлажденных грузов (охлажденное мясо, малосоленая рыба, яйца, фрукты, овощи), вторые — для перевозки мороженых грузов, а промысловые суда — и для замораживания рыбы.

На современных крупных рефрижераторных судах грузовместимость трюмов достигает 3000—3500 м^3 (на рыболовно-морозильных), 8000—9000 м^3 (производственных и производственно-транспортных), 20 000—23 000 м^3 (на плавучих базах и транспортных рефрижераторах). Температура воздуха в трюмах в зависимости от режимов изменяется от —15 до —30 °С при температурах кипения от —25 до —40 °С.

Большое развитие в Советском Союзе получили рыбопромысловые рефрижераторные суда. Они сочетают в себе функции мощного добывающего судна и плавучего рыбоперерабатывающего предприятия, действующего непосредственно в районах океанического промысла; такие суда оснащены самым современным поисковым, промысловым, технологическим и холодильным оборудованием. Уровень хладофикации на флоте рыбной промышленности к 1980 г. приблизился к 85%.

Рыбопромысловые рефрижераторные суда подразделяются на добывающие (супертраулеры, большие, средние и малые морозильные траулеры, тунцеловные суда), обрабатывающие (рыбопромысловые и тунцеловные базы, рыбообрабатывающие базы и производственные рефрижераторы) и приемно-транспортные.

Добывающие суда предназначены для лова рыбы, замораживания улова, выработки свежеохлажденной продукции, филе, рыбной муки, изготовления консервов и пресервов.

Обрабатывающие суда предназначены для приема рыбы и морепродуктов от добывающих судов, замораживания улова, выработки соленой рыбопродукции, муки и жира, изготовления консервов и пресервов. Плавучие базы, входящие в состав обрабатывающих судов, дополнительно обеспечивают добывающие суда всеми видами снабжения.

Транспортные рефрижераторные суда предназначены для приема с добывающих и обрабатывающих судов на промысле и с береговых предприятий мороженой, охлажденной и солеиой рыбопродукции и доставки ее в базовые порты. Они также обеспечивают материально-техническим и продовольственным снабжением суда, находящиеся в районах промысла.

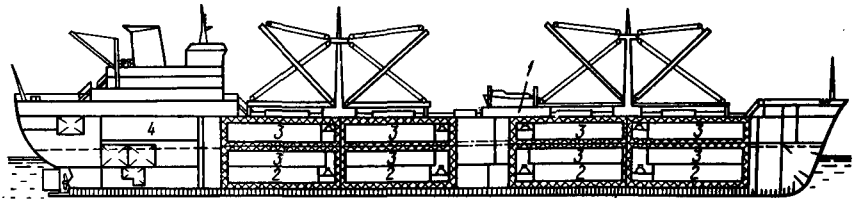


Рис. XVII.1. Продольный разрез транспортного рефрижераторного судна «Остров Русский»:

1 — рефрижераторное машинное отделение; *2* — охлаждаемые трюмы; *3* — охлаждаемые твиндеки; *4* — главное машинное отделение.

Планировки рефрижераторных судов. Планировка рефрижераторных судов зависит от типа судна, расположения машинного отделения (кормовое или центральное расположение), типа холодильной установки и охлаждающей системы (централизованная или децентрализованная холодильная установка). Продольный разрез транспортного рефрижераторного судна приведен на рис. XVII.1.

Взаимное размещение грузовых охлаждаемых помещений, рефрижераторного машинного отделения, а если судно рыбопромысловое, то и размещение технологических отделений может быть различным в зависимости от тех специфических требований, которые предъявляются к данному судну. Охлаждаемые помещения (трюмы с твиндеками) располагаются, как правило, в носовой оконечности судна, главное машинное отделение, служебные и жилые помещения для экипажа — в кормовой части. Такое расположение является наиболее целесообразным, так как способствует сокращению наружных теплопритоков в охлаждаемые помещения. На судах малого водоизмещения над трюмами твиндеков может не быть, а на средних и крупных судах над каждым трюмом располагается один или два твиндека. Подволоки твиндеков, выходящие на открытую палубу у транспортных рефрижераторных судов, являются наиболее теплонапряженными и поэтому имеют более мощную изоляцию по сравнению с другими теплоограждающими поверхностями.

Коэффициент теплопередачи для этих ограждений составляет 0,2—0,3 Вт/(м²·К), а плотность теплового потока с учетом солнечной радиации может достигать 20—32 Вт/м².

На добывающих рефрижераторных судах, в особенности на крупных, и на плавучих базах различного назначения под открытой палубой размещаются технологические линии, цехи или участки. К ним относятся разделочные линии, сортировочные участки, жиро-мучные и консервные цехи, посолочные участки, бункера для предварительного охлаждения рыбы, льдогенераторы, скороморозильные аппараты.

Поэтому твиндеки, как правило, размещаются под технологическими цехами для удобства загрузки охлаждаемых помещений. Трюм и твиндек могут охлаждаться раздельно, и тогда палуба, разделяющая эти помещения, должна иметь достаточную изоляцию и герметически закрывающийся люк для возможности поддерживания в них различных температурных режимов. Трюм

и твиндек могут составлять единый охлаждаемый контур. В этом случае твиндечная палуба не изолируется либо имеет легкую изоляцию. На судах с воздушными системами с вертикальным восходящим потоком воздуха промежуточные твиндечные палубы имеют перфорацию по всей площади палуб для свободного прохода вентилирующего воздуха из трюма в твиндек.

При системе воздушного охлаждения воздухоохладители могут располагаться в специальных помещениях, в рубках на верхией палубе, а также в грузовых охлаждаемых помещениях, в специальных выгородках, у одной из переборок (носовой или кормовой).

Рефрижераторные машинные отделения размещаются в отдельных помещениях. Иногда, особенно на рыбопромысловых рефрижераторных судах с мощной холодильной установкой, обслуживающей потребителей холода с различными температурами кипения, не удается разместить всю холодильную установку в одном помещении. Тогда ее размещают в двух-трех помещениях, расположенных одно над другим. В этом случае в нижнем помещении находятся, как правило, компрессоры, в верхнем — аппараты.

Оборудование аммиачных холодильных установок размещают в отдельных газонепроницаемых отсеках, которые по возможности должны располагаться в местах, обеспечивающих устройство непосредственных выходов на открытую палубу. Помещения аммиачных холодильных машин и выходы из них рекомендуется оборудовать системой орошения и системой аварийной вентиляции, обеспечивающей 40-кратный обмен воздуха в час, а при наличии орошения кратность аварийной вентиляции может быть снижена до 30-кратного обмена в час. В помещении, где размещены фреоновые холодильные машины, аварийная вентиляция должна обеспечивать 20-кратный часовой обмен воздуха.

Механизмы и оборудование должны быть расположены так, чтобы обеспечивались нормальное их обслуживание и ремонт. При этом оси валов компрессоров и осевые линии кожухотрубных аппаратов и горизонтальных ресиверов должны располагаться вдоль диаметральной плоскости судна. Оборудование фреоновых холодильных установок может размещаться как в отдельных помещениях, так и в помещениях главных машин или в помещениях с другим механическим оборудованием. Помещения для фреоновых автоматизированных холодильных машин, где не предусматривается постоянная вахта, могут не иметь второго выхода.

Требования к холодильным установкам. К судовым холодильным установкам предъявляются повышенные требования безопасности и надежности. Эти требования регламентированы правилами Международных классификационных обществ, к числу которых относятся: Морской Регистр СССР, Английский Ллойд, Американское бюро судоходства, Французское бюро Веритас и др.

Классификационное общество осуществляет наблюдение за проектированием и постройкой рефрижераториых судов, а также надзор за их эксплуатацией в соответствии с требованиями Правил классификации.

Правила классификации включают в себя ряд требований, предъявляемых к холодильным машинам и установкам в отношении выбора их производительности и мощности, расчетных давлений, состава оборудования и т. д. Например, в соответствии с требованиями Регистра СССР каждая холодильная установка должна состоять минимум из двух холодильных машин, вспомогательных механизмов и аппаратов, осуществляющих нормальную циркуляцию хладагента, рассола, охлаждающей воды и воздуха. При этом холодопроизводительность установки должна быть такой, чтобы при любой выключенной машине суммарная холодопроизводительность работающих машин была бы достаточной для поддержания спецификационных температур в охлаждаемых помещениях в заданном районе плавания при их непрерывной круглосуточной работе в течение 24 ч. Правила классификации предъявляют также определенные требования к различным системам холодоснабжения, водо- и электроснабжения, к трубопроводам и арматуре, контрольно-измерительным приборам, к регулирующей и защитной автоматике, к предохранительным устройствам, к применяемым материалам. Они устанавливают нормы запасных частей, порядок и объем освидетельствований и испытаний. Кроме того, Правила классификации требуют соблюдения особых условий, предъявляемых к оборудованию грузовых охлаждаемых помещений и рефрижераторных машинных отделений.

Так, холодильные машины и аппараты должны быть изготовлены в специальном морском исполнении, которое предусматривает наличие заглубленных картеров на компрессорах, сепарирующих перегородок и цинковых протекторов в кожухотрубных аппаратах, применение специальных материалов (например, мельхиора) для трубок конденсаторов и испарителей и т. д. Механизмы и аппараты должны надежно работать в условиях длительного крена или дифферента, в агрессивных средах, какими являются морской воздух и забортная вода.

Требования Регистра СССР предусматривают обеспечение достаточной гибкости в управлении всей холодильной установкой путем резервирования основных ее механизмов, аппаратов и отдельных узлов. С этой целью предусматривается возможность работы основного и резервного оборудования таким образом, чтобы любые машины и аппараты могли обеспечивать различные потребители холода. Кроме того, на случай аварийных ситуаций в установке предусматривается достаточное количество запорных и предохранительных устройств, а в органах автоматического управления — дублирование с дополнительным ручным управлением.

В качестве хладагента для производственных целей наряду с аммиаком в последние годы широко используется R22, а для охлаждения провизионных камер — R12.

В связи с применением фреонов отпадает ряд ограничений Правил Регистра СССР, в том числе связанных с применением систем непосредственного охлаждения. Кроме того, использование фреонов позволяет существенно упростить установку. Так, в настоящее время при температурах кипения до —45 °С широко используют одноступенчатые холодильные установки с винтовыми компрессорами, работающие на фреонах, тогда как при работе на аммиаке для создания таких температур требуются двухступенчатые установки.

Состав холодильной установки. Холодильная установка, работающая на R22, объединяет несколько автономных установок, обслуживающих морозильные аппараты типа АСМА и АМП-7А, трюмы мороженой продукции и льдогенераторы с температурами кипения, соответственно равными —42, —38 и —32 °С. Распределение хладагента по аппаратам осуществляется насосами, которые обеспечивают пятикратную циркуляцию фреона.

Установка с $t_0 = -42$ °С предназначена для замораживания рыбы в двух конвейерных морозильных аппаратах АСМА и плиточном морозильном аппарате АМП-7А до температуры —23 °С.

Установка с $t_0 = -38$ °С предназначена для поддержания температуры воздуха —28 °С в трех трюмах и твиндеках мороженой продукции вместимостью 3450 м³.

Установка с $t_0 = -32$ °С предназначена для производства чешуйчатого льда в количестве 1000 т/ч.

Все три установки работают по схеме одноступенчатого сжатия с непосредственным охлаждением. Производительность компрессоров регулируется автоматически по давлению всасывания. Для обеспечения возврата масла из испарительной системы предусмотрен отбор с напорной линии фреоновых насосов маслофреоновой смеси, которая поступает в теплообменники-выпариватели.

Системы охлаждения рефрижераторных трюмов. На отечественных рефрижераторных судах применяют главным образом следующие системы для охлаждения рефрижераторных помещений: непосредственного охлаждения и с промежуточным хладоносителем. В качестве приборов охлаждения используют гладкотрубные батареи, панели и воздухоохладители.

Для охлаждения рефрижераторных трюмов *системы непосредственного охлаждения* применяют ограниченно. Их используют в основном для охлаждения провизионных камер, в которых хранятся продукты, предназначенные для питания экипажа судна. Правила Регистра СССР запрещают применение аммиачных систем непосредственного охлаждения для охлаждения грузовых помещений. Использование фреонов в качестве хладагента допускается только для грузовых охлаждаемых помещений вместимостью не более 200 м³ и при соблюдении ряда ограничивающих условий (сварное соединение трубопроводов в пределах охлаждаемых помещений и др.).

Систему с промежуточным хладоносителем выполняют только закры-

того типа с расширительной цистерной. В каждом охлаждаемом помещении рассольный трубопровод состоит минимум из двух самостоятельных секций, каждую из которых можно отключать. Количество таких секций

$$n = Q/v f \rho_р c_р \Delta t,$$

где Q — суммарная тепловая нагрузка системы в данном помещении, Вт; v — допустимая скорость рассола в трубах батарей, м/с (v = 0,3—0,8 м/с); f — площадь внутреннего поперечного сечения трубы батареи, м^2; $\rho_р$ — плотность рассола, кг/м^3; $c_р$ — удельная теплоемкость рассола, Дж/(кг·К); Δt — допустимый нагрев рассола в батареях, °С.

Батареи должны быть по возможности равномерно распределены по всем теплоограждающим поверхностям. От повреждения грузом бортовые и переборочные батареи защищают специальным металлическим или деревянным обрешетником.

Основные преимущества системы с промежуточным хладоносителем: безопасность и надежность в работе; большая аккумулирующая способность; простота регулирования и автоматизации.

Недостатки такой системы — трудность создания низких температур (—25÷ — 30 °С), особенно при использовании однорядных батарей; уменьшение полезного объема трюмов (при использовании батарей часть его теряется из-за установки приборов охлаждения и их защитных ограждений); затрудненная санитарная обработка трюмов.

В качестве промежуточного хладоносителя используют, как правило, водный раствор $CaCl_2$, не замерзающий при низких температурах.

Рассольные системы подвержены коррозии, необходимым условием для возникновения которой является наличие кислорода. Поэтому систематическое удаление воздуха из испарителя и рассольных приборов охлаждения и применение других мер борьбы с коррозией является обязательным условием эксплуатации рассольных систем.

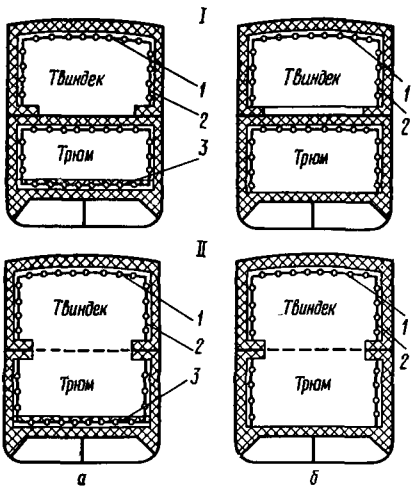


Рис. XVII.2. Схемы экранирования охлаждаемых помещений:
I — раздельно охлаждаемые трюм и твиндек; *II* — совместно охлаждаемые трюм и твиндек (одиотемпературный контур); *а* — трюм с полным экранированием; *б* — трюм с неполным экранированием; *1* — потолочные панели; *2* — бортовые и переборочные панели; *3* — днищевые панели.

В последние годы вместо батарей для охлаждения рефрижераторных трюмов используют паиели, объединенные таким образом, что они образуют охлаждаемый контур трюма или твиндека (рис. XVII.2). Такие панельные системы могут быть непосредственного охлаждения или с промежуточным хладоносителем.

Панели представляют собой специальные листотрубные батареи (рис. XVII.3), с помощью которых экранируются наружные теплоограждающие поверхности рефрижераторных помещений (борта, переборки, подволоки, двойное дно). Отбортованными фланцами *5* и *7* панель крепится к зашивке изоляции. Защитные угольники обрешетника *3*, приваренные к трубам панели, предназначены для предохранения бортовых и переборочных панелей от повреждений грузом во время качки судна. Подволочные панели такого обрешетника не имеют. Угольники обрешетиика являются дополнительной эффективной теплопередающей поверхностью, которая отводит 20—25% внутренних теплопритоков. Обычно предусматривают 6—10 типоразмеров панелей длиной 1180—3580 мм и шириной 730—1730 мм. Между паиелями и изоляционной конструкцией образуется воздушиая прослойка толщиной 40 мм, не сообщаю-

щаяся с воздухом охлаждаемого помещения. Эта прослойка служит дополнительным термическим сопротивлением и позволяет при прочих равных условиях применять изоляцию меньшей толщины.

Распределение температур по высоте штабеля груза в зависимости от схемы экранирования будет различным. В трюме с полным экранированием температура груза по всей высоте штабеля практически одинакова, в трюме с неполным экранированием из-за интенсивного лучистого теплообмена с подволока трюма и худшими условиями теплоотвода у двойного дна температура груза в нижней части штабеля составляет —24,8 °С, а в верхней части — 30 °С при температуре воздуха в трюме —25 °С.

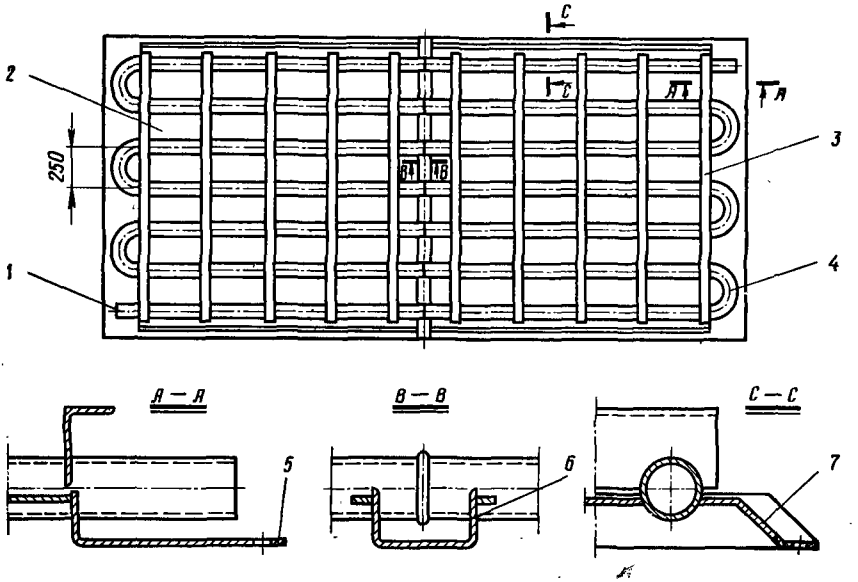


Рис. XVII.3. Панельная рассольная батарея:
1 — труба; *2* — плавниковое ребро; *3* — угольник обрешетника; *4* — калач; *5, 7* — концевые ребра крепления панели; *6* — коробчатый профиль.

Недостатки панельной системы: недостаточная эффективность работы при повышенных внутренних теплопритоках; возможность применения этой системы только для хранения морожеиых грузов.

В Советском Союзе панельную систему применяют на рефрижераторных судах типа «Таврия», «Алтай», «Пионер Латвии», «Пятндесятилетие СССР».

Воздушное охлаждение применяют для грузов, перевозимых при положительной температуре, что позволяет осуществлять интенсивное охлаждение непосредственно в трюме. Это важно для специальных судов — банановозов, фруктовозов, для универсальных транспортных рефрижераторных судов, а также для рыбопромысловых плавучих баз специального иазиачения.

Воздухоохладители располагают в специальных рубках на верхней палубе или непосредственно в грузовых охлаждаемых помещениях. При этом воздухоохладители и вентиляторы размещены в специальных выгородках для свободного доступа к ним в процессе эксплуатации. В соответствии с Правилами Регистра СССР воздухоохладители непосредственного охлаждения, работающие на аммиаке, в грузовых помещениях не устанавливают.

Воздушные системы охлаждения (рис. XVII.4) отличаются в основном способами распределения воздуха в грузовых помещениях. Наиболее широко распространено воздухораспределеиие с вертикальным восходящим потоком воздуха и с грузовыми решетками. При такой схеме грузовые решетки, пред-

назначенные обычно для складирования груза, играют роль воздухораспределяющего устройства. Их основные размеры (высота, количество и диаметр отверстий, шаг между отверстиями в продольном и поперечном направлении) выбирают в результате аэродинамического расчета, а не из конструктивных соображений, как для обычных решеток. Высота воздухораспределяющих

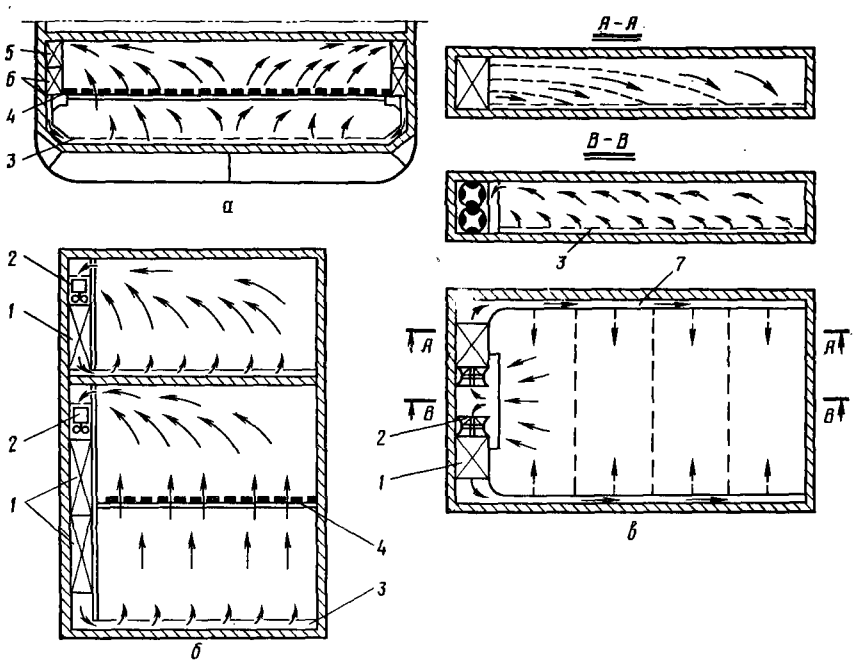


Рис. XVII.4. Схема воздушной системы охлаждения с вертикальным воздухораспределением:

а — с бортовыми всасывающими и нагнетательным каналами; *б* — с грузовыми решетками, используемыми в качестве воздухораспределяющего устройства; *в* — с бортовыми нагнетательными каналами (система «Робсон»);
1 — воздухоохладитель; *2* — электровентилятор; *3* — грузовая решетка; *4* — промежуточная перфорированная палуба; *5* — бортовой всасывающий канал; *6, 7* — бортовые нагнетательные каналы.

решеток зависит от размеров трюма, производительности, напора вентиляторов и составляет 200—450 мм (против 60—80 мм для обычных решеток). Элемент воздухораспределяющей решетки, примененной на транспортных рефрижераторах типа «Уральские горы», изображен на рис. XVII.5.

Из охлаждаемого помещения воздух (см. рис. XVII.4) через всасывающие окна осевыми вентиляторами *2* подается в воздухоохладитель *1*, а затем под грузовые решетки *3*. Воздух под грузовыми решетками находится под небольшим избыточным статическим давлением, что способствует его равномерному истечению по всей площади трюма. Это достигается тем, что суммарное сечение выходных отверстий в решетках в 2—3 раза меньше живого сечения подводящих каналов. Как правило, трюмы с одним твиндеком сообщаются через перфорированную палубу *4* и представляют собой один охлаждаемый контур с общими воздухоохладителями на оба эти помещения.

Система воздушного охлаждения такой конструкции обеспечивает достаточно равномерное распределение воздуха по всему объему трюма, однако в загруженных трюмах наблюдается явление байпасирования воздуха, заключаю-

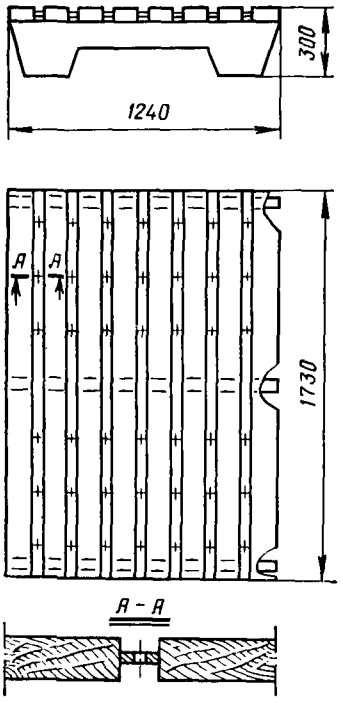


Рис. XVII.5. Грузовая воздухораспределяющая решетка.

щееся в том, что часть воздуха обходит штабель груза, не принимая участия в его охлаждении. Исследования показывают, что только часть воздуха (40 — 60%) охлаждает груз; этим объясняется то, что температура воздуха у всасывающей полости воздухоохладителя пониженная. Из-за неравномерности температурного поля в твиндеке и трюме фактическая продолжительность охлаждения груза увеличивается по сравнению с теоретической.

На современных рефрижераторных судах обычно применяют системы охлаждения при непосредственном кипении R22 в воздухоохладителях. Напор вентиляторов составляет 0,3—0,6 кПа, а их производительность соответствует кратности циркуляции, равной 40—120 объемам в час по отношению к объему пустых трюмов.

Меньшие значения кратности циркуляции характерны для судов, перевозящих мороженые и другие грузы, не требующие большого доохлаждения. Большие значения кратности циркуляции применяют на судах, предназначенных для перевозки фруктов.

ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫЙ ХОЛОДИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

Рефрижераторный подвижной состав. Изотермические вагоны классифицируют в зависимости от эксплуатационного назначения — на универсальные и специальные. По способу охлаждения вагоны могут быть с машинным охлаждением, с охлаждением водным льдом или льдосоляной смесью. По комплектации различают вагоны, обращающиеся секциями (12-вагонная секция, 5-вагонная секция) и автономные вагоны.

Все рефрижераторные вагоны имеют стандартные наружные габариты. Вагон обычно цельносварной конструкции, наружная обшивка кузова имеет горизонтальные гофры, внутренняя — вертикальные. В соответствии с последними требованиями МПС СССР длина вагона составляет 21 м, ширина 3,1 м (вспомогательные вагоны могут быть меньшей длины). В центральной части грузовые вагоны имеют герметично закрывающиеся двери, проем которых составляет не менее 2000 мм в высоту и 1430 мм в ширину и обеспечивает возможность проезда погрузчика с поддонами.

Холодильные установки совместно с отопительным оборудованием полностью автоматизированы и обеспечивают поддержание заданных температур воздуха в грузовом объеме с отклонениями $\pm 0{,}5$ °С.

Все типы рефрижераторных вагонов имеют центральное энергоснабжение, смонтированное в одном из вагонов поезда или секции, а в автономном вагоне дизельгенераторные установки смонтированы внизу на одной раме с холодильно-отопительной установкой. Силовые агрегаты имеют защитную автоматику.

Основные характеристики наиболее характерных рефрижераторных вагонов приведены в табл. XVII.1.

Автономный рефрижераторный вагон. Вагон предназначен для вывоза скоропортящихся продуктов с небольших предприятий пищевой промышленности, из колхозов, совхозов, с продовольственных баз. Автономная энергети-

Таблица XVII.1

Рефрижераторный подвижной состав	Геометрические характеристики грузового вагона		Грузоподъемность, т	Средний коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К)	Система охлаждения	Температура воздуха в грузовом помещении, °С		Холодильная установка			Суммарная мощность электропечи, кВт
	длина, м	погрузочный объем, м³				при охлаждении	при отоплении	хладагент	количество агрегатов	общая холодопроизводительность, кВт	
Автономный вагон (ГДР) с кузовом	19	88,0	40	0,32	Воздушная	—18	14	R12	2	18,6 ($t_0 = -15$°С; $t_к = 50$°С)	12,0
с панелями «сэндвич»	21	110,0	40	0,28	Воздушная	—20÷—30	14	R12	2	21,2 ($t_0 = -15$°С; $t_к = 50$°С)	12,0
5-вагонная секция (БМЗ)	21	108,0	42,0	0,30	Воздушная	—20	12	R12	2	27,8 ($t_0 = -14$°С; $t_к = 50$°С)	10,0
12-вагонная секция	17	78,0	41,0	0,31	Рассольные батареи	—12	12	Аммиак	2	109 ($t_0 = -20$°С; $t_к = 45$°С)	16,0

ческая и холодильно-отопительная установка позволяет подключить этот вагон к любому железнодорожному составу.

Запасы топлива, смазки, воды достаточны для непрерывной работы установки в течение 8 сут. Пополнение этих запасов, обслуживание и текущий ремонт вагонов выполняют на специальных пунктах в пути следования и в местах погрузки и выгрузки. Некоторые автономные вагоны имеют также служебное помещение.

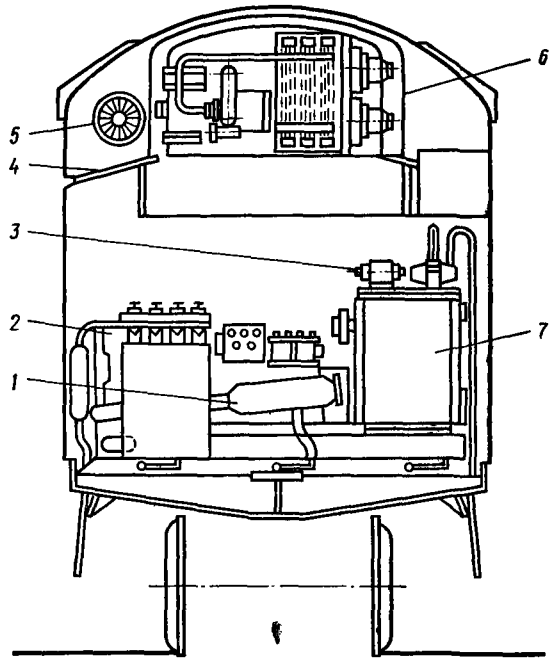


Рис. XVII.6. Схема размещения оборудования в автономном рефрижераторном
1 — установка для подогрева дизеля; *2* — дизель-генератор; *3* — топливный электронасос; холодильная установка; *7* — топливный бак; *8* — канал для подачи свежего воздуха.

Автономный рефрижераторный вагон (рис. XVII.6) имеет две самостоятельные энергетические и холодильно-отопительные установки, смонтированные на общей раме и расположенные в двух машинных отделениях у торцевых переборок вагона.

В нижней части установлен дизель-генератор переменного тока со щитом управления, с трубопроводами, регулирующей и защитной арматурой. Мощность двигателя — 20,2 кВт.

Холодильно-отопительная установка находится в верхней части под крышей вагона и состоит из компрессорно-конденсаторного агрегата со щитом управления, расположенного в машинном отделении.

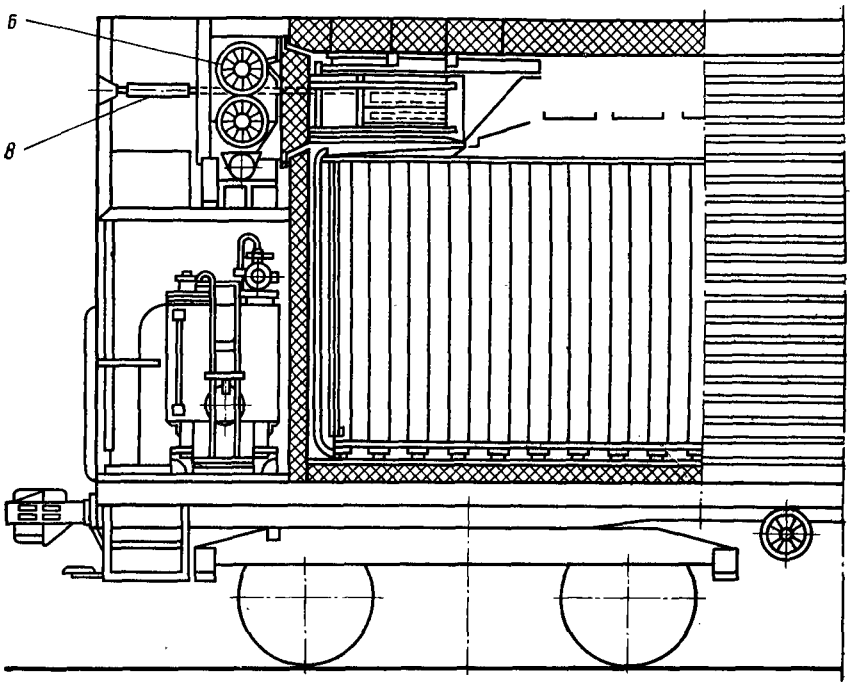
Воздушные конденсаторы площадью поверхности 72 м² позволяют эксплуатировать холодильную установку при сравнительно высокой температуре конденсации (до 65 °С).

Воздухоохладитель площадью поверхности 64 м² с регулирующей арматурой, двумя электровентиляторами и электропечью размещены в грузовом помещении.

Схема холодильной установки изображена на рис. XVII.7. Установка может работать с температурой от —40 до +5 °С при максимальной темпера-

туре и конденсации равной 65 °С. Включение и выключение холодильно-отопительной установки, а также процесс оттаивания воздухоохладителя автоматизированы.

Завод Дессау (ГДР) изготовляет автономные рефрижераторные вагоны с кузовом в виде панелей типа «сэндвич», в которых применяют вспененные заливочные изоляционные материалы. Такая панель является несущим элементом изоляционной конструкции. Толщина изоляции такого кузова меньше,



вагоне:

4 — сток для отвода дождевой воды; *5* — электровентилятор машинного отделения; *6* —

а коэффициент теплопередачи изоляционной конструкции вагона не выше, чем в обычной конструкции из-за полного исключения тепловых мостиков.

5-Вагонные рефрижераторные секции. В состав отечественного парка изотермических вагонов входят три типа 5-вагонных рефрижераторных секций: постройки ГДР с пятью грузовыми вагонами; постройки ГДР с четырьмя грузовыми вагонами; отечественной постройки Брянского машиностроительного завода (БМЗ). Принципиальные схемы холодильно-отопительных установок и охлаждающих систем у этих рефрижераторных секций примерно одинаковы. Различие их состоит в компоновке энергетического и холодильно-отопительного оборудования, его мощности, размерах и грузоподъемности вагонов.

Рефрижераторные секции (рис. XVII.8 и XVII.9) имеют одинаковую схему размещения оборудования. В состав секции входят четыре чисто грузовых вагона длиной 21 м с машинными отделениями по торцам каждого вагона, в которых расположено холодильно-отопительное оборудование, и один вспомогательный вагон длиной 17 м. В этом вагоне размещены служебные помещения и дизель-электростанция для централизованного снабжения электроэнергией всех вагонов. В состав дизель-электростанции секции ГДР входят два дизель-генератора мощностью по 66,7 кВт и один мощностью 20,2 кВт, а в состав секции БМЗ — два дизель-генератора мощностью по 75 кВт.

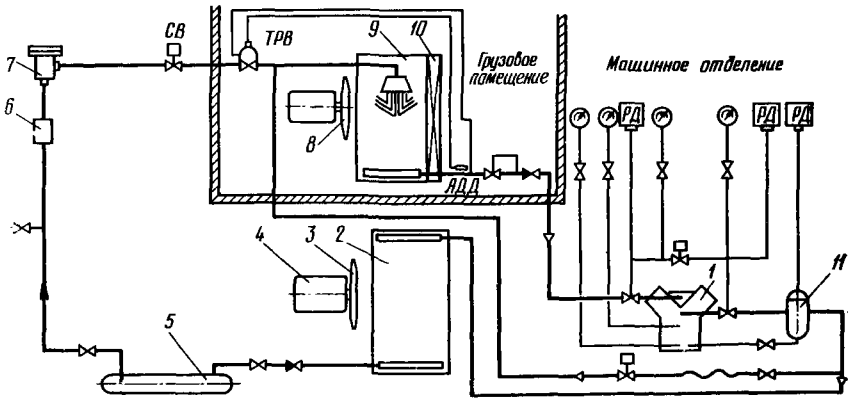


Рис. XVII.7. Принципиальная схема холодильной установки автономного рефрижераторного вагона:

1 — компрессор; *2* — коидеисатор; *3* — вентилятор коидеисатора; *4* — электродвигатель; *5* — линиейный ресиаер; *6* — фильтр-осушитель; *7* — фильтр; *8* — вентилятор воздухоохладителя; *9* — воздухоохладитель; *10* — электроиагреватель; *11* — маслоотделитель.

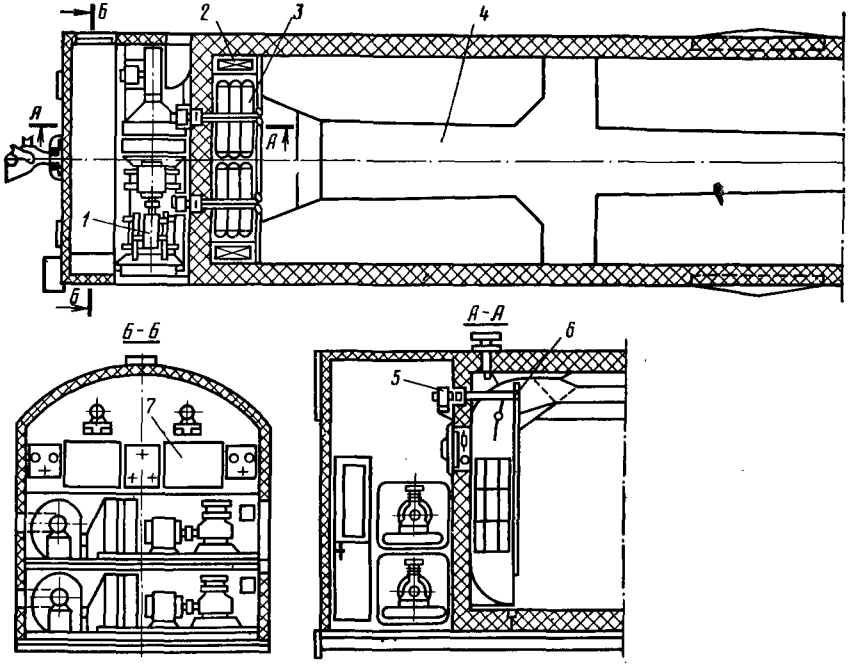


Рис. XVII.8. Грузовой вагон 5-вагонной рефрижераторной секции ГДР (с пятью грузовыми вагонами):

1 — компрессориый агрегат; *2* — электронагреватель; *3* — воздухоохладитель; *4* — воздушный канал; *5* — электродвигатель вентилятора; *6* — вентилятор; *7* — регулирующая станция.

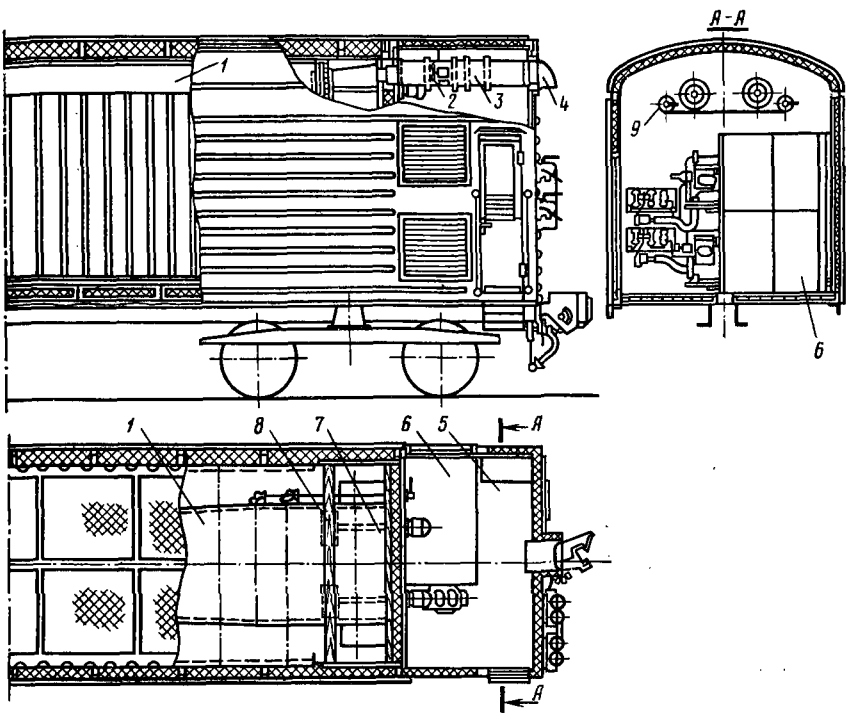


Рис. XVII.9. Грузовой вагон 5-вагонной рефрижераторной секции БМЗ:
1 — воздуховод подачи воздуха в грузовое помещение; *2* — вентилятор подачи свежего воздуха; *3* — воздуховод подачи свежего воздуха в отсек воздухоохладителя; *4* — воздухоприемное отверстие свежего воздуха; *5* — машинное отделение; *6* — компрессорно-конденсаторные агрегаты; *7* — воздухоохладитель; *8* — вентилятор циркуляционного воздуха в грузовом помещении; *9* — рукоятки заслонок на воздуховоде подачи свежего воздуха.

Различие между 5-вагонными секциями БМЗ и ГДР состоит в том, что грузовые вагоны БМЗ имеют одномашинное отделение с двумя холодильно-отопительными установками, а грузовые вагоны ГДР — два машинных отделения с одной холодильной установкой в каждой.

Общая длина секции составляет 85—101 м, поэтому секция целиком может размещаться на железнодорожной платформе стационарного холодильника, длина которой около 120 м. Таким образом, грузовые операции могут проводиться во всех грузовых вагонах секции одновременно, в результате чего простой вагонов во время грузовых операций будет минимальным.

12-Вагонная рефрижераторная секция. Такая секция состоит из 10 грузовых вагонов-холодильников и двух вспомогательных вагонов: одного вагона, в котором размещены служебные помещения и дизель-электростанция, состоящая из трех дизель-генераторов мощностью 66,7 кВт каждый, и одного вагона — машинного отделения.

Внутри находятся вспомогательные вагоны секции, а с каждой стороны от них — по пяти грузовых вагонов. Из-за большой длины 12-вагонной секции осуществлять погрузочно-разгрузочные операции на железнодорожной платформе холодильника можно только в пяти вагонах одновременно.

Холодильное оборудование размещено в вагоне — машинном отделении и состоит из двух аммиачных машин двухступенчатого сжатия.

Рассольная система в грузовом вагоне состоит из четырех оребренных батарей, которые размещены под потолком вагона с уклоном к боковым стенам. Между вагонами магистральные рассолопроводы соединены гибкими шлангами,

по концам которых имеются специальные головки с клапанами, не позволяющими рассолу вытекать при расцепке вагонов.

Специальные вагоны. К числу специальных вагонов относятся цистерны-термосы для перевозки молока, цистерны-термосы и вагоны-термосы для перевозки вина и вагоны для перевозки живой рыбы. Эти вагоны имеют теплоизоляцию из мипоры толщиной 200—300 мм, коэффициент теплопередачи которой составляет 0,28—0,6 Вт/(м²·К). Вагоны представляют собой изотермические емкости и не имеют холодильной установки. Вагон-термос для перевозки вина и вагон для перевозки живой рыбы имеют баки со льдом.

АВТОМОБИЛЬНЫЙ ХОЛОДИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

На автомобильном холодильном транспорте перевозят продукты в замороженном и в охлажденном виде. При этом осуществляют как внутригородские, так и международные перевозки на значительные расстояния, исчисляемые несколькими тысячами километров.

Средства автомобильного транспорта. Характеристики некоторых изотермнческнх автомобилей и авторефрижераторов, эксплуатируемых в СССР, приведены в табл. XVII.2.

Изотермический кузов имеет деревянно-металлическую или облегченную цельнометаллическую конструкцию. В первом случае несущей конструкцией является деревянный каркас, во втором наружный металлический корпус, а внутренняя зашивка крепится к нему с помощью деталей с низким коэффициентом теплопроводности.

Перспективными также являются ограждающие конструкции типа «сэндвич» с коэффициентом теплопередачи не выше 0,3 Вт/(м²·К). Способы охлаждения авторефрижераторов могут быть различными.

Таблица XVII.2

Модель автомобилей	Грузоподъемность, т	Температура в кузове, °С	Коэффициент теплопередачи кузова, Вт/(м²·К)	Способ охлаждения
		Изотермические автомобили		
НИСА-521	0,88	+1	0,35	Сухим льдом
Ераз-762И	0,8	—	0,4	
ГЗСА-950	3,0	—	0,60	
		Авторефрижераторы		
ЛуМз-946	0,575	от 4 до —2	0,70	Машинно-аккумуляционное
ЛуМз-890	2,5	от 4 до —15	0,65	Машинное (встроенная холодильная установка АР-4 с приводом от автономного бензинового двигателя)
ЕрАз-3730	0,7	от 5 до —20	0,40	Азотное
Н-7Х (полуприцеп)	0,7	от 5 до —18	0,35	Машинное (встроенная холодильная установка)
Н-10Х	10,0	от 5 до —18	0,35	То же
Н-12Х	12,0	от 12 до —20	0,35	Машинное (навесная холодильная обогревательная установка Bis-31 с приводом от автономного бензинового двигателя)

Охлаждение водным льдом или льдосоляной смесью. В настоящее время такой способ охлаждения применяют редко. При охлаждении водным льдом температуру в кузове можно поддерживать до 6 °С, а льдосоляной смесью — до —6 °С. Приборы охлаждения выполняют в виде металлических бачков с водным льдом или льдосоляной смесью и размещают в кузове под потолком.

Охлаждение зероторами с эвтектическими растворами. Как и предыдущий, этот способ охлаждения в настоящее время не является распространенным. Кузов охлаждают с помощью эвтектических растворов с низкой температурой замерзания. Этими эвтектическими растворами заполняют герметически закрытые металлические сосуды-зероторы различных геометрических форм. Зероторы замораживают в специальных холодильных камерах до температуры на 8—10 °С ниже температуры замерзания эвтектического раствора. Затем зероторы подвешивают под потолком или на стенах в кузове автомобиля. Воздух в кузове охлаждается за счет теплоты плавления замороженного эвтектического раствора.

Охлаждение сухим льдом. Этот способ применяют при перевозке замороженных пищевых продуктов и мороженого. Дробленый сухой лед загружают в металлические решетчатые контейнеры или закрытые камеры. Для более равномерного распределения температур и концентрации углекислоты используют вентилятор, который обдувает этот контейнер. Часто сухой лед кладут непосредственно на продукты или в пакетах между продуктами. Работой вентилнторов (пуском, остановкой) управляет термореле, контролирующее температуру воздуха в камере.

Иногда при охлаждении сухим льдом используют вторичный хладагент (R12 или R22) для поддержания температуры в кузове. Такая установка состоит из системы полых плит, размещенных в камере и в бункере с сухим льдом и соединенных между собой трубопроводами. По принципу термосифона фреон циркулирует, перенося теплоту из кузова к сухому льду. Однако такие установки сложны и применяются редко.

Преимуществом охлаждения сухим льдом является простота и надежность в работе, небольшая масса и объем оборудования, а главный недостаток этого способа охлаждения заключается в ограниченной возможности регулирования температуры воздуха.

Машинно-аккумуляционное охлаждение. Этот способ охлаждения применяют в основном в малотоннажных авторефрижераторах для внутригородских перевозок. Холодильная установка включает в себя небольшой герметичный компрессорно-конденсаторный агрегат, установленный в кабине водителя или под полом кузова, и аккумуляционные охлаждающие приборы, размещенные внутри грузового объема кузова. Аккумуляционные охлаждающие приборы представляют собой металлические плоские плиты, выполненные обычно из нержавеющей стали. Внутри плит находится змеевик, по которому циркулирует хладагент и который, таким образом, является испарителем холодильной машины. Внутренняя полость плиты на 90% объема заполнена эвтектическим раствором NaCl или KCl с эвтектической температурой, соответственно равной —21,2°С и —11,1 °С в зависимости от требуемого температурного режима внутри кузова.

Эвтектический раствор замораживают путем включения в работу холодильной машины от внешней электросети во время стоянки автомобиля. Днем, при движении автомобиля, холоднльная установка не работает, а охлаждение кузова осуществляется за счет холода, аккумулируемого плитами. Эвтектический раствор, как и в зероторах, плавится в результате поглощения наружных и внутренних теплопритоков.

Установка надежна, проста в обслуживании и не требует ухода в пути. Недостатками установки являются ее большая масса, невозможность регулирования температуры воздуха в кузове и ограниченное время работы между двумя зарядками. Такие установки работают на отечественных авторефрижераторах ЛуМз-946.

Машинное охлаждение. Этот способ охлаждения применяют в авторефрижераторах различной грузоподъемности для поддержания и регулирования температур воздуха в кузове в широком диапазоне от +12 до —20 °С. Установка представляет собой автоматизированную компрессорную холодильную

машину, работающую на R12. Конденсатор и воздухоохладитель, как правило, воздушные.

Агрегатированную холодильную установку в виде единого моноблока монтируют обычно в верхней лобовой части кузова авторефрижератора, при этом компрессор с конденсатором размещены снаружи кузова, а воздухоохладитель — в проеме лобовой стенки кузова авторефрижератора. Конденсатор размещен спереди агрегата и закрыт специальными жалюзийными решетками. В ряде случаев эти жалюзийные решетки имеют автоматическое управление для регулирования количества воздуха, поступающего на конденсатор, в зависимости от его наружной температуры. В этом случае давление конденсации регулируется с помощью реле давления, которое через специальный механизм меняет положение жалюзийных решеток, регулируя таким образом поступление воздуха к конденсатору.

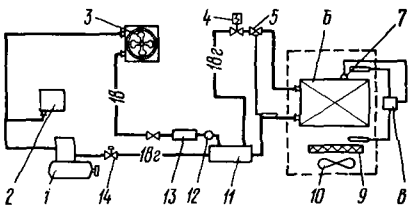


Рис. XVII.10. Принципиальная схема холодильной установки авторефрижератора:

1 — компрессор; *2* — реле давления; *3* — конденсатор; *4* — соленоидный вентиль; *5* — терморегулирующий вентиль; *6* — воздухоохладитель; *7* — термореле конца цикла оттаивания; *8* — реле разности давления; *9* — электронагреватель; *10* — вентилятор; *11* — регенеративный теплообменник; *12* — смотровое стекло; *13* — фильтр-осушитель; *14* — регулятор давления всасывания.

Принципиальная схема холодильной установки обычная, одна из разновидностей схемы показана на рис. XVII.10.

Схемы отличаются обычно способами оттаивания и регулирования. Оттаивание воздухоохладителя может осуществляться как горячими парами (путем автоматического переключения на работу по обращенному циклу), так и с помощью электронагревателей.

На большегрузных авторефрижераторах Н-12Х (ЧССР) смонтирована холодильно-обогревательная установка Bis-31 (рис. XVII.11).

Когда температура окружающей среды ниже температуры, которую

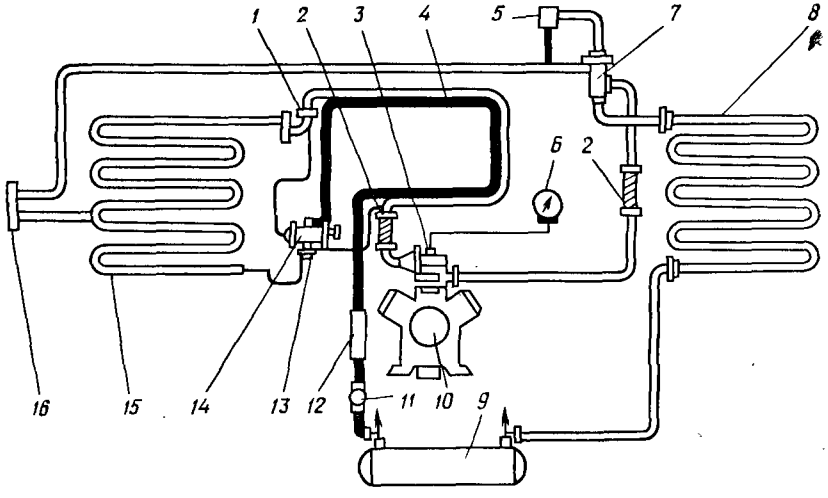


Рис. XVII.11. Схема холодильно-обогревательной установки:

1 — всасывающий коллектор; *2* — гибкое соединение; *3* — регулятор давления всасывания; *4* — регенеративный теплообменник; *5* — соленоидный вентиль; *6* — маиовакуумметр; *7* — двухходовой клапан; *8* — конденсатор; *9* — ресивер; *10* — компрессор; *11* — смотровое стекло; *12* — фильтр-осушитель; *13* — распределитель фреона; *14* — терморегулнрующий вентиль; *15* — испаритель; *16* — распределительный коллектор системы оттаивания и режима обогрева.

нужно поддерживать в кузове (например, при перевозке фруктов), установка работает по схеме обогрева, переключение на которую производят вручную.

Холодильные установки на авторефрижераторах могут иметь привод от автономного бензинового двигателя внутреннего сгорания. Преимущества такого привода заключаются в возможности работы холодильной установки при движении и стоянке авторефрижератора, что особенно важно для внутригородских перевозок, а недостаток — в увеличенной массе установки. Существуют и другие способы привода от двигателя автомобиля.

На крупнотоннажных авторефрижераторах применяют иногда небольшой автономный дизель-генератор для выработки электроэнергии и питания ею электродвигателя компрессора.

Охлаждение сжиженными газами. Для этих целей используют азот, воздух или углекислоту. Наиболее распространено охлаждение жидким азотом, который получается в виде побочного продукта при производстве кислорода. Система охлаждения жидким азотом[1] (рис. XVII.12) обеспечивает поддержание в кузове температуры воздуха до — 20 °С при температуре наружного воздуха до 45 °С. Сосуд *2* с жидким азотом, имеющий вакуумно-поршневую изоляцию, размещен внутри кузова авторефрижератора. Для поддержания избыточного давления в сосуде служит испаритель *5*, в который жидкий азот поступает через вентиль *3* и регулятор давления *4*.

К распылительному коллектору *10* жидкий азот подается автоматически с помощью электромагнитного клапана *9*. Заданный температурный режим внутри кузова поддерживается автоматически с помощью регулятора температуры.

Основное преимущество охлаждения жидким азотом состоит в простоте конструкции и эксплуатации, в возможности регулирования температуры в широком диапазоне, в быстром понижении температуры воздуха в кузове. К недостаткам относятся сравнительно высокая стоимость азота и необходимость сети заправочных станций.

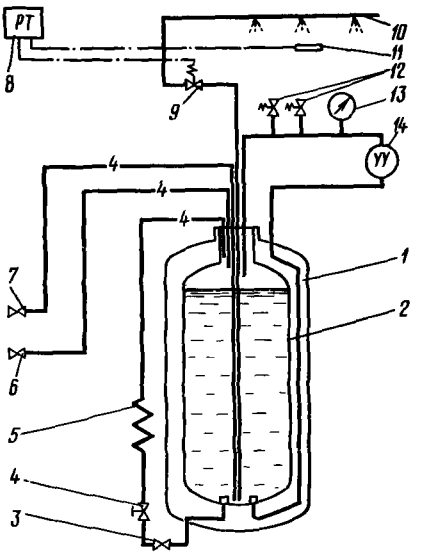


Рис. XVII.12. Принципиальная схема азотной установки:
1 — наружный кожух; *2* — внутренний сосуд; *3* — вентиль; *4* — регулятор давления; *5* — испаритель; *6* — вентиль газосброса; *7* — вентиль заправки; *8* — регулятор температуры; *9* — электромагнитный клапан; *10* — распылительный коллектор; *11* — датчик регулятора температуры; *12* — предохранительные клапаны; *13* — манометр; *14* — указатель уровня.

РЕФРИЖЕРАТОРНЫЕ КОНТЕЙНЕРЫ

Перевозка скоропортящихся грузов в охлаждаемых контейнерах позволяет сделать холодильную цепь совершенно непрерывной и избежать использования дорогостоящих холодильных складов для временного хранения грузов на промежуточных этапах. По данным Института комплексных транспортных проблем, производительность труда во всей технологической сети повышается в этом случае в 2—4 раза. Контейнеры участвуют в международных

[1] Такая система охлаждения создана на малотоннажном авторефрижераторе ЕрАз-3730 Ереванским автомобильным заводом совместно с ВНИХИ и НТО «Гелиймаш».

перевозках на разных видах транспорта, поэтому для облегчения транспортных и перегрузочных операций наружные размеры контейнеров, их масса брутто и основные конструктивные элементы регламентированы стандартами ИСО[1] и соответствующими Правилами Регистра СССР, Английского Ллойда и др.

Основные параметры ряда крупнотоннажных контейнеров приведены в табл. XVII.3.

Таблица XVII.3

Типоразмеры контейнеров по Правилам Регистра СССР и ИСО	Габаритные размеры, мм			Масса брутто, кг
	длина	ширина	высота	
1АА	12192	2438	2591	30480
1ВВ	9125	2438	2591	25400
1СС	6058	2438	2591	20320
1Д	2991	2438	2438	10160

Все контейнеры для перевозки скоропортящихся грузов имеют изолированный кузов и согласно классификации ИСО подразделяются на пять видов:

изотермические контейнеры, не имеющие устройств для поддержания заданных температур;

рефрижераторные контейнеры с расходуемым хладагентом (сухим льдом, сжиженным газом);

рефрижераторные контейнеры с индивидуальной абсорбционной или машинной холодильной установкой;

отапливаемые контейнеры с обогревающей установкой;

рефрижераторные контейнеры с установкой для охлаждения или обогрева.

В соответствии с рекомендациями ИСО коэффициент теплопередачи кузова должен быть не менее 0,4 Вт/(м^2· К), а в грузовом объеме должна поддерживаться температура не выше —18 °С при температуре окружающей среды не ниже +38 °С. Для отапливаемых контейнеров температура в кузове должна быть +16 °С при температуре окружающей среды —20 °С.

Рефрижераторный контейнер в общем случае содержит кузов и машинное отделение, в котором могут быть размещены автоматизированная холодильная машина и дизель-генераторная установка или система охлаждения сжиженным газом.

Кузов состоит из несущего каркаса, ограждения, дверей с запорными устройствами и уплотнениями и внутреннего оборудования.

Некоторые зарубежные фирмы используют в качестве изоляционных конструкций многослойные панели типа «сэндвич», толщина которых 85 и 100 мм. Уменьшение толщины изоляции при тех же наружных габаритных размерах позволяет увеличить внутренние размеры, вследствие чего грузовместимость таких рефрижераторных контейнеров возрастает на 5—10 % по сравнению с обычными.

Холодильное и энергетическое оборудование контейнеров должно обладать высокой надежностью и быть полностью автоматизированным, так как в пути следования отсутствует эксплуатационное обслуживание. Должно быть предусмотрено управление процессом оттаивания воздухоохладителей через реле времени либо по сигналу пневмодатчика, отрегулированному на изменение аэродинамического сопротивления воздухоохладителя при осаждении инея на его теплопередающей поверхности. Автоматически также осуществляется и переключение режимов (охлаждение — отепление). Холодильная установка осуществляет регулирование холодопроизводительности и поддержание заданных температурных режимов с записью на ленте термографа.

Компрессоры применяют главным образом герметичные или полугерметичные, бессальниковые. Хладагент R12.

[1] Международная организация по стандартизации.

Теплообменные поверхности аппаратов холодильных установок (испарители, воздухоохладители, конденсаторы) выполняют, как правило, из антикоррозионных и высокотеплопроводных материалов (медь, алюминий), с компактным расположением труб и ребер.

Воздухоохладители размещают в теплоизолированном объеме, для доступа к воздухоохладителю имеется съемная крышка. Теплый воздух забирается снизу, а охлажденный подается в верхнюю часть через отверстия в торцевой стенке. Циркуляция воздуха обеспечивается несколькими осевыми вентиляторами.

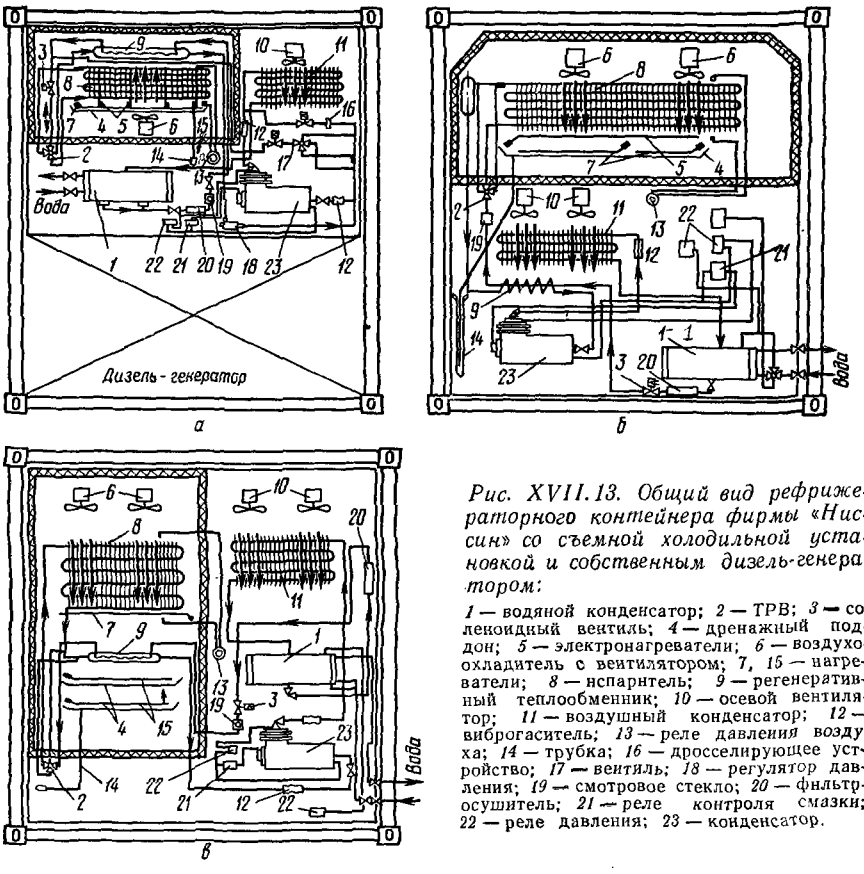


Рис. XVII.13. Общий вид рефрижераторного контейнера фирмы «Ниссин» со съемной холодильной установкой и собственным дизель-генератором:

1 — водяной конденсатор; *2* — ТРВ; *3* — соленоидный вентиль; *4* — дренажный поддон; *5* — электронагреватели; *6* — воздухоохладитель с вентилятором; *7, 15* — нагреватели; *8* — испаритель; *9* — регенеративный теплообменник; *10* — осевой вентилятор; *11* — воздушный конденсатор; *12* — виброгаситель; *13* — реле давления воздуха; *14* — трубка; *16* — дросселирующее устройство; *17* — вентиль; *18* — регулятор давления; *19* — смотровое стекло; *20* — фильтр-осушитель; *21* — реле контроля смазки; *22* — реле давления; *23* — конденсатор.

Для оттаивания воздухоохладителей, поддонов, дренажных трубок для слива талой воды от поддонов используют электронагреватели. Объем, занимаемый холодильной машиной, составляет 1,5—1,6 м^3, масса машин — от 600 до 800 кг, глубина машинного отделения — от 350 до 650 мм. Холодильные машины работают от сети переменного тока напряжением 200—220 В или 380—440 В с частотой 50—60 Гц, мощность всей установки не должна превышать 10 кВт.

Различают несколько характерных конструктивных решений компоновки холодильного и энергетического оборудования с кузовом контейнера. Холодильные машины могут быть встроенные в кузов контейнера (*или* иначе интегральные), съемные (с дизель-генераторной установкой или без нее), прицепные и групповые. Особое место занимают контейнеры с азотным охлаждением.

Схема холодильной установки контейнера приведена на рис. XVII.13.

Глава XVIII

ОСНОВЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Задача эксплуатации холодильных установок — создание и поддержание нормативных температурно-влажностных режимов в охлаждаемых помещениях либо обеспечение заданных технологических процессов производства при минимальных затратах на выработку холода и при условии безопасной и надежной работы оборудования.

В задачу технической эксплуатации холодильной установки входит ее обслуживание — пуск, остановка, регулирование режима работы, который характеризуется температурами кипения, конденсации, переохлаждения, всасывания и нагнетания, поддержание заданного температурного режима в охлаждаемых объектах, подача хладоносителя в производственные цехи, устранение неисправностей в работе, проведение мелкого текущего ремонта оборудования, а также ведение учета работы холодильной установки.

НЕПОЛАДКИ В РАБОТЕ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Правильная организация эксплуатации холодильной установки позволяет снизить расходы на выработку холода. В процессе эксплуатации необходимо обеспечить надежность работы оборудования для бесперебойного производства и транспортировки искусственного холода, надежность поддержания технологических условий, необходимых для эффективной холодильной обработки продукта; безопасность работы обслуживающего персонала; долговечность работы холодильного оборудования в экономичных режимах, определяемых расчетным путем отдельно для каждого конкретного случая.

Важную роль при этом играет подготовка обслуживающего персонала, способного управлять современным автоматизированным холодильным оборудованием.

Обслуживающий персонал холодильной установки должен иметь соответствующую квалификацию и хорошо знать оборудование и правила его эксплуатации.

В компрессорном цехе холодильного предприятия вывешивают инструкции, определяющие права, обязанности и ответственность механика, машиниста, помощника машиниста, электрика, механика по автоматике, а также производственные инструкции по обслуживанию всей установки в целом, отдельных ее агрегатов и элементов. Производственные инструкции должны содержать краткое описание агрегата или элемента установки и схему его присоединения к магистральным трубопроводам; порядок его обслуживания при автоматизированном и ручном управлении как при нормальном режиме, так и при отклонении от него; последовательность выполнения операций при пуске и остановке; меры безопасности при обслуживании и ремонте; меры, которые следует принимать при аварийном состоя-

нии, в частности при прорыве рабочего тела в местах нарушения герметичности; порядок ремонта, осмотра и проверки оборудования.

В действующие инструкции следует своевременно вносить изменения, связанные с усовершенствованием и автоматизацией оборудования, а также с изменением правил безопасности.

В процессе эксплуатации могут возникать различные неполадки в результате неправильного обслуживания, неисправности компрессора, аппаратов, приборов охлаждения, а также изменения внешних условий. Эти неполадки нарушают нормальную работу установки и вызывают отклонение от оптимального режима.

Понижение давления (температуры) кипения хладагента. Температура кипения должна соответствовать технологическим требованиям. Работа на более низких температурах кипения невыгодна, так как при этом снижается холодопроизводительность установки и повышается удельный расход электроэнергии (примерно на 4—4,5% на 1°С).

Понижение температуры кипения хладагента приводит к увеличению перепада температур между воздухом охлаждаемого помещения и хладагентом. С одной стороны, увеличение Δt при постоянной температуре воздуха интенсифицирует процесс отвода теплоты, с другой — вызывает значительный расход электроэнергии и снижение холодопроизводительности компрессора. Так, с понижением температуры кипения на 5°С (от —15°С до — 20°С) холодопроизводительность компрессора снижается примерно на 25%, а удельный расход электроэнергии возрастает на 19%. Следовательно, экономически нецелесообразно поддержание большого перепада температур между кипящим хладагентом и воздухом охлаждаемого помещения.

Повышение давления (температуры) кипения хладагента. В этом случае уменьшается необходимый перепад температур между воздухом камеры и хладагентом и ухудшаются условия теплопередачи. Одновременно повышается температура воздуха в охлаждаемых помещениях, нарушается температурно-влажностный режим, отвечающий требованиям технологии холодильной обработки и хранения продуктов.

Повышение давления (температуры) конденсации. При нормальном режиме работы температура конденсации должна превышать температуру воды, отходящей с конденсатора, на 4—6°С либо быть на 2—4°С выше температуры воды, поступающей на охлаждение.

Температура конденсации зависит от температуры и количества воды, подаваемой на конденсатор. Обычно охлаждающая вода подается в таком количестве, чтобы подогрев ее составлял в оросительных конденсаторах 2—3°С, а в конденсаторах закрытого типа — 4—6° С.

Верхний предел давления конденсации ограничен прочностью элементов оборудования, и превышение его может вызвать опасные последствия. Повышенная температура конденсации приводит к понижению холодопроизводительности компрессора и одновременно к увеличению удельного расхода электроэнергии и температуры нагнетания. Так, повышение температуры конденсации на 1°С вызы-

вает перерасход электроэнергии на работу компрессора в среднем на 2—2,5%.

Повышение температуры конденсации может быть обусловлено различными причинами, которые можно объединить в два вида.

К первому виду относятся причины, вызывающие повышение давления в конденсаторе, которое может приблизиться к предельно допустимому значению даже при оптимальном перепаде между температурой конденсации и средним значением температуры охлаждающей воды. В этом случае давление конденсации может повыситься из-за изменения температуры или расхода охлаждающей воды. Второй вид причин обусловлен изменением перепада температур против оптимального значения.

Повышение температуры нагнетания. Температура нагнетаемого пара не должна превышать теоретическое значение на 10—15°С. В соответствии с Правилами безопасности на аммиачных холодильных установках определены предельные значения температуры нагнетания: 150°С — для бескрейцкопфных и оппозитных компрессоров и 135° С — для тихоходных горизонтальных. Чрезмерно высокая температура нагнетания может вызвать разложение смазочного масла, в результате чего выделившиеся из него летучие вещества, соединяясь с парами аммиака, могут образовать взрывоопасную смесь.

Следует, однако, иметь в виду, что высокая температура паров на нагнетании не всегда является результатом каких-либо отклонений в работе холодильной установки. Так, в летнее время при относительно высокой температуре конденсации и низкой температуре кипения хладагента аммиачный одноступенчатый компрессор работает с высокой температурой нагнетания, равной 150°С при $t_0 = -28$°С и $t_к = 36$°С. Этот режим работы нежелателен, но он не зависит от состояния оборудования.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ УДАРЫ И МЕРЫ ИХ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ

Работа компрессора в режиме влажного хода в отдельных случаях может привести к гидравлическому удару.

Гидравлические удары могут быть вызваны поступлением в цилиндр компрессора жидкого хладагента, паров повышенного влагосодержания (при их сжатии в цилиндрах влажный пар превращается в жидкость или смеси масла с хладагентом). Чаще всего это происходит из-за несовершенства охлаждающих систем, а также из-за нарушения режимов эксплуатации.

Основной причиной поступления жидкого хладагента в компрессор является неправильное регулирование подачи его в отделитель жидкости. Обычно кратность циркуляции хладагента $n > 1$. Чтобы избежать неправильного регулирования подачи жидкости, необходимо уровень жидкости в отделителе поддерживать постоянным. Для этого на отделителях жидкости устанавливают указатели уровня, а иногда поплавковые регулирующие вентили. При переменном тепловом потоке установка этих приборов не исключает возможности поступления жидкости из отделителя в компрессор. С повышением

величины теплового потока в камерах происходит выброс части жидкости из батарей в отделитель жидкости. Уровень ее в отделителе повышается, поплавковый вентиль прекращает подачу жидкости из конденсатора, а жидкость в отделитель может продолжать поступать из батарей, что и приводит к гидравлическим ударам.

Отделитель жидкости, чтобы избежать его переполнения, соединяют с ресивером трубой перелива, а запорный вентиль на трубопроводе пломбируют в открытом состоянии. Это приводит к необходимости установки ресиверов повышенного объема.

Причиной поступления жидкого хладагента в компрессор может быть и уменьшение плотности парожидкостной смеси в батареях при повышении теплового потока в камерах. Чем больше удельный тепловой поток, тем выше паросодержание в парожидкостной смеси, заполняющей батареи. В камерах с нестационарным тепловым режимом изменение заполнения батарей жидким аммиаком происходит непрерывно. Повышение теплового потока сопровождается интенсивным парообразованием и приводит к уменьшению плотности парожидкостной смеси в батареях. К таким же последствиям приводит и резкое снижение давления в системе, при котором пар выделяется во всей толще жидкости, вызывая ее взбухание, переполнение батарей и других сосудов охлаждающей системы. Это наблюдается при включении в систему дополнительных компрессоров, а также при включении части потребителей холода.

Чтобы исключить подобные явления, необходимо осуществлять плавный переход от одного давления к другому, а потребителей холода подключать постепенно или останавливать компрессоры при включении или выключении потребителей холода.

Жидкость в компрессор может поступать также из всасывающих трубопроводов, если в них есть участки, способствующие выделению жидкости из пара, особенно при нижней разводке трубопроводов. Сечение коллекторов бывает обычно больше, чем сечение основного трубопровода. Поэтому в них постепенно собирается жидкость, которая с течением времени уменьшает сечение прохода пара. При этом увеличивается скорость пара в них, что и приводит к уносу жидкости в компрессор и гидравлическому удару. Удалять жидкость из коллекторов трудно, так как они изолированы и испарение жидкости происходит медленно.

Для предотвращения накапливания жидкости во всасывающем трубопроводе (при нижней разводке) устанавливают ресиверы жидкого аммиака. Применение указанных ресиверов облегчает эксплуатацию установки. Удаление жидкого аммиака из ресивера-сборника на регулирующую станцию производится с помощью горячих паров. Это делается так же, как и при оттаивании батарей с дренажным ресивером.

Жидкостные «мешки» могут образовываться также из-за конструктивных недостатков всасывающего канала компрессора.

При резком снижении давления (при закрытии всасывающего вентиля компрессора) могут произойти взбухание аммиачно-масляной смеси и выброс ее в компрессор.

Жидкость может накапливаться во всасывающем трубопроводе в результате конденсации паров при длительной остановке компрессора и понижении температуры окружающего воздуха. Если всасывающий трубопровод имеет уклон в сторону компрессора, то конденсат накапливается у всасывающего вентиля. При пуске компрессора, когда открывается всасывающий вентиль, может произойти гидравлический удар, поэтому всасывающий трубопровод должен иметь уклон от компрессора.

Гидравлические удары могут возникать в компрессоре при поступлении в него жидкости через нагнетательный трубопровод. Это может произойти при конденсации пара в нагнетательном трубопроводе во время стоянки компрессора — при охлаждении его наружным воздухом, температура которого ниже температуры конденсации (если нагнетательный трубопровод имеет уклон в сторону компрессора).

Чтобы предотвратить эти явления, необходимо нагнетательный трубопровод устанавливать с наклоном в сторону от компрессора к конденсатору. Если конденсатор расположен выше компрессора, то надо устанавливать дополнительный сборник жидкого аммиака, в сторону которого должен быть уклон нагнетательного трубопровода от компрессора. Из этого сборника жидкий аммиак следует своевременно удалять.

В двухступенчатых компрессорах могут возникать гидравлические удары из-за поступления жидкости из промежуточного сосуда, что имеет место в 50% от общего количества гидравлических ударов, зарегистрированных в промышленности. Это объясняется тем, что промежуточные сосуды заполнены жидким хладагентом для охлаждения нагнетаемого пара после с. н. д. Предотвратить гидравлический удар можно при переходе на работу промежуточного сосуда в сухом режиме. Для этого применяют специальные устройства — термокомпрессоры, устанавливаемые непосредственно на нагнетательной линии с. н. д. перед промежуточным сосудом.

Для обеспечения сухого хода компрессора необходимо поддерживать температуру всасываемых паров в аммиачных установках одноступенчатого сжатия на 5—10° С выше температуры кипения, а в фреоновых установках — на 15—25° С. В установках двухступенчатого сжатия температура всасываемых паров должна быть на 5—10° С выше t_0, а при наличии на всасывающей стороне теплообменных аппаратов — на 15° С. Температура всасывания у ц. в. д. должна быть на 5° С выше температуры кипения при промежуточном давлении.

Признаками начала влажного хода компрессора являются следующие показатели: температура всасывания равна температуре кипения, температура нагнетания значительно ниже нормальной, на стенках цилиндров появляется иней.

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Под надежностью понимают свойство объекта выполнять определенные функции, сохраняя во времени значения установленных эксплуатационных показателей в заданных пределах, соответствую-

щих данному режиму. Уровень надежности холодильной машины определяется затратами, связанными с аварийными и плановыми простоями при ремонтах, а также стоимостью ремонтов и технического обслуживания при эксплуатации.

Надежность и долговечность холодильных компрессоров во многом зависят от основных характеристик, которыми являются холодопроизводительность, давление конденсации, температура нагнетания. Нарушение хотя бы одной из перечисленных характеристик в условиях эксплуатации холодильной установки приводит к отклонению остальных параметров от оптимальных значений. К числу факторов, вызывающих подобные отклонения, относятся следующие.

1. Поломка пластинок клапанов, поршневых колец. При этом наблюдается усиление стуков, которые становятся резкими, а иногда и неритмичными. Поломка клапанов может привести к особенно тяжелым последствиям при попадании даже мелких кусков пластинок в цилиндр. Причинами, нарушающими нормальный режим работы клапанов компрессора, являются заедание клапанных пластин при неправильной сборке и загрязнении; установка пружин с жесткостью, не соответствующей расчетной, наличие нагара на деталях клапана, износ седла и клапанных пластин и др. Недостаточная долговечность клапанов обусловлена также тяжелыми условиями работы компрессора, приводящими пластины к усталостному разрушению.

2. Нарушение герметичности клапанов. На этот дефект указывает повышение температуры перегрева пара, выходящего из компрессора.

3. Увеличение зазоров между сопрягаемыми трущимися деталями из-за износа. Это сопровождается увеличением стука, так как с увеличением зазора возрастает сила удара при знакопеременном движении кривошипного механизма. Особое значение при работе компрессора имеет вибрация. Даже незначительное движение компрессора на фундаменте в процессе эксплуатации может привести к аварии. Для предотвращения возможных перемещений компрессора на фундаменте во время работы необходимо соблюдать все требования, предъявляемые при их монтаже.

4. Повышенный нагрев трущихся деталей в местах сопряжений и уплотнений (подшипников, крейцкопфа, цилиндра, сальника и др.). Основными причинами нагрева подшипников с принудительной циркуляцией масла являются неправильно выбранный сорт его; загрязнение (засорение) маслопроводов и фильтров; неточная подгонка вкладышей подшипника к шейкам вала; перекос или искривление оси вала и чрезмерная затяжка подшипников. При незначительном нагреве подшипников рекомендуется увеличить давление масла в системе, проверить и отрегулировать зазоры между цапфами и вкладышами.

Следует иметь в виду, что во всех случаях, когда возникают ненормальные шумы и стуки в компрессоре либо когда контролируемые параметры достигают предельно допустимых значений (за исключением тех параметров, отклонения которых от нормального значения должны устраняться только во время работы компрессора, например повышение температуры нагнетания), необходимо остановить машину и, выяснив неполадки, приступить к их устранению.

В процессе эксплуатации двухступенчатых компрессоров или агрегатов желательно систематически сравнивать фактически установившееся промежуточное давление с его расчетным значением. Существенное отклонение фактического давления от его расчетного значения указывает на ухудшение работы определенной ступени компрессора, в частности на уменьшение коэффициента подачи из-за пропусков в клапанах, поршневых кольцах и т. п. Так, повышение промежуточного давления против расчетного при данных рабочих условиях характеризует ухудшение работы ступени высокого давления.

ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Холодильное хозяйство многих предприятий, находящихся длительное время в эксплуатации, не обеспечивает необходимых условий для осуществления технологических режимов. Охлаждающие системы таких предприятий имеют серьезные недостатки, которые приводят к опасным условиям работы, например из-за влажного хода, следствием которого может быть гидравлический удар. Такие системы лишены частичной (в том числе защитной) и комплексной автоматизации. Это безнасосные системы с питанием батарей жидким хладагентом через отделители жидкости или непосредственно от регулирующей станции, а также насосно-циркуляционные системы непосредственного охлаждения, не обеспечивающие безопасную эксплуатацию компрессоров.

Несовершенство технологических процессов холодильной обработки и хранения пищевых продуктов, энергетическое несоответствие между отдельными элементами холодильной установки, невысокая эффективность охлаждающих систем, применение устаревшего оборудования компрессорного цеха, часто наступающие опасные режимы работы компрессора — все это характерные признаки того, что предприятие нуждается в усовершенствовании (реконструкции) холодильной установки. К характерным недостаткам испарительного контура систем охлаждения относятся отсутствие защитных емкостей (отделителей жидкости, дренажных ресиверов) на всасывающих магистралях безнасосных систем охлаждения или их недостаточная емкость; малая вместимость циркуляционных ресиверов и недостаточная высота расположения циркуляционных ресиверов относительно аммиачных насосов; неравномерное распределение жидкого аммиака по приборам охлаждения; малоинтенсивный процесс теплообмена в аппаратах и приборах охлаждения; неравномерность температурного поля по объему объектов, потребляющих холод.

Необходимым условием правильной эксплуатации холодильного хозяйства является перевод аммиачных безнасосных многоиспарительных систем на насосно-циркуляционные, а также усовершенствование неэффективных аммиачных насосно-циркуляционных систем путем применения принудительной циркуляции воздуха и т. п. При этом следует иметь в виду, что развитие предприятия, связанное

с увеличением его фактической производственной мощности, требует соответствующего увеличения производительности холодильной установки, т. е. на предприятиях с малоинтенсивными методами охлаждения и замораживания усовершенствование охлаждающих систем целесообразно осуществлять одновременно с внедрением новой технологии. Последнее вызывает в ряде случаев необходимость перепланировки цехов или камер холодильника, упорядочения грузовых потоков на базе их механизации и автоматизации, реконструкции существующих систем охлаждения.

При увеличении производственной мощности предприятий иногда расширяют старые либо строят новые потребители холода, вводят дополнительные приборы охлаждения либо технологические аппараты, не увеличивая при этом мощность компрессорного парка, поверхности конденсаторов и испарителей, производительность насосов и не приводя в соответствие сечение магистральных трубопроводов с гидравлической нагрузкой. Теплоограждающие конструкции различных потребителей холода с течением времени перестают удовлетворять предъявляемым к ним требованиям (малая эффективность изоляционного материала, низкое качество монтажных работ, нарушение целостности гидроизоляционного покрытия), что приводит не только к увеличению затрат на производство холода, но и к нарушению технологических режимов (холодильной обработки и хранения продуктов, увеличению естественных потерь продуктов), а также неоправданным затратам энергии.

Внедрение автоматической защиты на холодильных установках, техническое состояние которых не обеспечивает нормальной эксплуатации, вынуждает обслуживающий персонал компрессорных цехов отказываться от использования систем автоматики и переходить на местный (неавтоматический) режим работы из-за частых отключений компрессоров по аварийному уровню в сосудах испарительных систем. Надежная эксплуатация системы автоматической защиты таких установок может быть обеспечена только при их соответствующей подготовке. При подготовке холодильной установки к автоматизации следует учитывать требования действующих основных нормативных документов и рекомендаций: правил техники безопасности на холодильных установках (с учетом вида хладагента); рекомендаций по повышению безопасности эксплуатации холодильных установок соответствующих предприятий; рекомендаций по проектированию холодильных установок; правил устройства электроустановок.

Отмеченные выше недостатки для безнасосных систем охлаждения в значительной степени устраняются при переводе их на насосно-циркуляционные системы с верхней или нижней подачей аммиака в приборы охлаждения, с совмещенным сливом и отсосом хладагента в вертикальный циркуляционный ресивер, выполняющий также функцию отделителя жидкости. Насосно-циркуляционные системы охлаждения, работающие по такой схеме, обеспечивают сухой ход компрессора и максимальную теплопередачу приборов охлаждения, обусловленную упорядоченным распределением и непрерывной циркуляцией жидкого аммиака. При наличии в системах охлаждения кожухо-

трубных и панельных испарителей жидкий аммиак может подаваться в них насосом при подключении всасывающего патрубка испарителя к вертикальным циркуляционным ресиверам соответствующей температуры кипения. При переводе безнасосных систем охлаждения на насосно-циркуляционную целесообразно заменять малоэффективные аммиакоемкие приборы охлаждения (пристенные и потолочные батареи) эффективными воздухоохладителями либо вертикальными кожухотрубными испарителями.

При правильном размещении, эксплуатации и подборе воздухоохладители обеспечивают необходимую температуру воздуха и равномерное распределение его по объему помещения, которое они обслуживают. Для эффективной работы рассольных воздухоохладителей необходимо, чтобы скорость рассола в шлангах воздухоохладителя была не менее 1,5 м/с. Поскольку батарею воздухоохладителя обычно делают из труб диаметром 25 × 2,0 мм, необходимо следить за чистотой рассола и применять антикоррозионные присадки. При выборе способа оттаивания воздухоохладителя следует учитывать специфику его работы. Если работа аппарата автоматизирована, то целесообразно применять электрическое оттаивание. При работе воздухоохладителя в камерах с температурой воздуха 2°С и выше батареи оттаивают воздухом. При работе аппаратов в камерах с температурой ниже 2°С и при оттаивании инея горячими парами аммиака или горячим рассолом следует применять воздухоохладитель без электрических нагревателей в батарее, но с электронагревателями в поддоне для сбора талой воды. Дренажные трубки рекомендуется обогревать с помощью электрической энергии (из расчета 100 Вт на 1 м трубки). В качестве нагревателя можно использовать провод с высоким сопротивлением, который укладывают на поверхность трубы. При эксплуатации воздухоохладителей следует иметь в виду, что продолжительность оттаивания находится в прямой зависимости от количества инея, образовавшегося на поверхности. Поэтому там, где позволяет технология, нужно проводить оттаивание как можно чаще, что способствует сокращению этого процесса.

В насосно-циркуляционные системы с раздельным сливом жидкости и отсосом паров для повышения безопасности их эксплуатации вносят следующие изменения: жидкость в приборы охлаждения подают непосредственно от насосов; жидкость во время оттаивания сливают в специальный ресивер; увеличивают диаметры сливных и уравнительных трубопроводов между отделителями жидкости и циркуляционными ресиверами; заменяют горизонтальные ресиверы вертикальными. Однако при этом сохраняется основной недостаток системы — малая эффективность теплопередачи приборов охлаждения из-за недостаточного заполнения труб жидким хладагентом.

Для обеспечения стабильной работы приборов охлаждения и повышения эксплуатационной надежности всей холодильной установки необходимо переходить на нижнюю подачу жидкого аммиака в приборы охлаждения непосредственно от аммиачных насосов с совмещенным сливом и отсосом хладагента в вертикальные циркуляционные ресиверы соответствующих температур кипения. При этом повышается интенсивность теплопередачи приборов охлаждения в результате равномерной циркуляции агента по всем охлаждающим секциям, а также ликвидируется противоток пара и жидкости в батареях. Перевод испарительного контура холодильной установки с трехтрубной схемы (раздельный слив и отсос хладагента) на двухтрубную (совмещенный слив и отсос хладагента) значительно понижает пере-

грев паров, поступающих в компрессор, а отсос паров из вертикального циркуляционного ресивера повышает безопасность эксплуатации компрессоров даже в условиях резкопеременных тепловых нагрузок.

ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ НАСОСНО-ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ

Опыт эксплуатации холодильных камер, в частности камер хранения мороженых грузов, оборудованных насосно-циркуляционными системами при использовании в качестве приборов охлаждения пристенных и потолочных батарей, показывает, что наблюдается значительное колебание температуры по объему помещения. Так, по высоте камеры колебания температуры могут составлять 3—5°С. Эти колебания приводят к ухудшению качества хранимых незатаренных продуктов и в результате значительно сокращают сроки хранения, вызывают повышение потерь от усушки.

Поддержание равномерной по объему камеры температуры воздуха зависит от многих факторов, в том числе от состояния изоляционной конструкции, от стабильности подачи хладагента в приборы охлаждения, режима работы холодильной установки, грузовых операций в камерах, оснащенности камер приборами охлаждения, условий их правильной эксплуатации, системы воздухораспределения и т. п.

Одним из важнейших факторов является обеспечение стабильной подачи хладагента в приборы охлаждения.

Согласно нормам технологического проектирования батареи работают эффективно при условии пяти-шестикратной циркуляции хладагента в схемах с нижней и восьми-десятикратной — в схемах с верхней подачей. Перераспределение хладагента по отдельным батареям осуществляется вручную обычно лишь в случае изменения температуры воздуха в камере. Такой способ регулирования (с помощью вентилей) малоэффективен, так как не позволяет своевременно выявить и устранить причины неудовлетворительной работы циркуляционного контура отдельной камеры либо системы в целом. В результате температура воздуха камеры становится крайне неустойчивой.

В соответствии с нормами на проектирование колебания температуры воздуха не должны превышать $\pm 0{,}5$°С, однако это условие не соблюдается. Если холодильник многоэтажный, то температура воздуха в камерах первого и верхнего этажей оказывается на 3—4°С выше проектной.[1]

Чтобы устранить нежелательные колебания температуры воздуха в камерах хранения, проводят следующие мероприятия: увеличение высоты подпора жидкости у всасывающего патрубка насоса (напри-

[1] Это подтверждено испытаниями, проведенными в ОТИХП под руководством А. С. Розенберга на холодильниках в городах Львове, Горьком, Одессе, Ленинграде.

мер, путем установки вертикального циркуляционного ресивера); распределение хладагента по батареям камер каждого этажа с использованием регулирующих вентилей этажных распределительных устройств; распределение хладагента с помощью диафрагм.

При проектировании крупных многоэтажных распределительных холодильников, оборудованных насосно-циркуляционной системой охлаждения, желательно предусматривать приборы для систематического контроля за работой батарей и аммиачных насосов. Установка на предприятиях дополнительных контрольно-измерительных приборов в процессе эксплуатации окупается в результате снижения потерь от усушки продуктов, поскольку в охлаждаемых помещениях поддерживается более устойчивый технологический режим. При хранении мороженых грузов в затаренном виде экономически оправдано применение воздухоохладителей, обеспечивающих поддержание температуры, равномерной по объему камеры.

ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ФРЕОНОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Особенности эксплуатации фреоновых установок обусловлены специфическими свойствами фреонов.

Рассмотрим основные неполадки в работе фреоновых холодильных установок.

1. Компрессор фреоновой установки работает мало, давление нагнетания и всасывания низкое. Причинами этого являются образование ледяных пробок в ТРВ, недостаточная поглотительная способность осушителя. В этом случае необходимо установить дополнительный осушительный патрон и включить его на 14—16 ч. Если холодильные установки длительное время находились в неотапливаемом помещении, то при неисправных заглушках в испарительные батареи типа ИРСН может попасть влага. Один из простых способов ее удаления — продувка испарительных батарей сухим воздухом, азотом или фреоном. В качестве поглотителя влаги используют мелкопористый силикагель с зернами размером 3,6—6 мм, который хранят в герметичной таре. Силикагель поглощает до 40% влаги по отношению к собственной массе. Восстанавливается силикагель прокаливанием при температуре 200—250°С.

2. Компрессор фреоновой установки работает почти все время, остановки кратковременны, давление на высокой и низкой стороне установки нормальное. Причина — пропуски в клапанах через прокладку головки блока или неквалифицированное обслуживание, в процессе которого допускаются теплопритоки, значительно превышающие расчетные значения (в тех случаях, если камеры загружают теплым продуктом, двери камеры оставляют открытыми, и т. д.)

3. В холодильных машинах с кожухотрубными испарителями, работающими на R22, при нарушении процесса возврата масла из маслоотделителя, например при засорении перепускного отверстия

или потере поплавком герметичности, в испаритель попадает значительно больше масла, чем возвращается. В результате испаритель переполняется маслом. Об этом свидетельствует понижение его уровня в компрессоре. Очень важно правильно выбрать масло для фреоновых установок, особенно при каскадной схеме. Так, нижний каскад, работающий на R13, при температуре кипения —65°С и ниже нельзя заряжать маслом ХФ 22. При низких температурах оно загустевает в конденсаторе-испарителе, образует смолистые вещества, которые через несколько месяцев эксплуатации забивают трубопроводы, вызывая перебои в работе холодильной установки. В этом случае целесообразно применять синтетическое масло ФМ 5,6 АП. При замене масла ХФ 22 маслом ФМ-5,6 АП установку следует промывать высококипящим хладагентом (например, R11), а отдельные сосуды — бензином. В холодильных машинах, где затруднен возврат масла, например из кожухотрубного испарителя, нельзя добавлять масло в компрессор при вакууме в системе, так как в этом случае часть масла может попасть в испаритель. Если на компрессоре предусмотрен специальный вентиль для заправки масла, то его можно добавлять и под вакуумом, но при этом всасывающий вентиль должен быть закрыт.

4. Часто при эксплуатации холодильных установок имеет место полная или частичная потеря фреона из системы. В этом случае агрегат не включается, контакты прессостата разомкнуты, давление нагнетания и всасывания около нуля; последние змеевики испарителя не покрываются инеем. Давление всасывания и нагнетания понижено. Иногда наблюдается потеря фреона из термобаллона, капиллярной трубки и пространства над мембраной — силовой части терморегулирующего вентиля. В этом случае путем настройки терморегулирующего вентиля не удается увеличить подачу жидкого фреона в испарительную систему. Необходимо провести ремонт силовой части и заменить капиллярную трубку.

5. Возможны случаи, когда проходное сечение жидкостного змеевика теплообменника уменьшено при изготовлении или загрязнено настолько, что не удается добиться требуемой холодопроизводительности машины, а компрессор сильно разогревается из-за понижения давления кипения. Доводка проходного сечения змеевика до нормального затруднена, так как требуется нарушение герметичности конструкции.

6. На холодильных установках с принудительной циркуляцией воздуха через испаритель при нарушении нормальной работы вентилятора резко ухудшается теплопередача от воздуха к испарителю, и температура воздуха в холодильной камере повышается. Так как жидкий фреон в испарителе в этом случае почти не испаряется, он может попасть в цилиндр и вызвать гидравлический удар.

7. Влажный ход компрессора может иметь место, когда терморегулирующий вентиль сильно открыт вследствие неправильного положения клапана на седле. При этом стенки компрессора покрываются инеем, давление всасывания повышается, а давление нагнетания остается нормальным.

Фреоновые холодильные установки в отличие от аммиачных в большинстве случаев полностью автоматизированы и поэтому не требуют постоянного наблюдения. При эксплуатации крупной фреоновой автоматизированной холодильной установки необходимо выполнить ряд ручных операций (переключение вентилей, наполнение системы фреоном и маслом, включение и отключение фильтров, осушителей и т. д.). Если установка полностью автоматизирована, то при выполнении всех этих операций пусковые устройства компрессоров следует переводить на ручное управление, так как в этом случае автоматический пуск компрессора может привести к аварии. Крупная автоматизированная холодильная установка требует только профилактического обслуживания для поддержания в исправном состоянии установки и предупреждения преждевременного износа оборудования.

При обслуживании фреоновой установки открытие или закрытие вентилей производят только маховиком данного вентиля и по окончании операции закрывают узел сальника специальным колпаком. В жидкостную линию фреона должен быть включен фреоновый фильтр. Переключение фильтра производят только при его очистке. После заполнения системы фреоном, а также после ремонта отдельных узлов и аппаратов включают в жидкостную линию фреоновый осушитель на 10—12 ч. На всех вентилях, находящихся в закрытом состоянии (особенно на нагнетательной линии), вывешивают таблички с надписью «Вентиль закрыт». Все неисправности неаварийного характера, которые невозможно устранить при работе машины, фиксируют в журнале с тем, чтобы устранить их при первой же остановке машины.

МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ И ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ УТЕЧЕК ХЛАДАГЕНТА ВО ФРЕОНОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ

Фреоны обладают весьма высокой текучестью. Они способны проникать через малейшие неплотности даже сквозь мелкие поры металла. Обслуживающий персонал не может обнаружить утечку фреона непосредственно с помощью органов чувств (как для аммиака), так как фреоны, применяемые в качестве хладагентов, при атмосферном давлении представляют собой бесцветный газ с очень слабым запахом, который начинает ощущаться лишь при содержании фреона в воздухе более 20—30% по объему.

Утечка фреона приводит к нарушению технологического режима потребителей холода, неблагоприятно сказывается на температурном режиме работы холодильной машины, вызывает перегрев обмотки электродвигателя герметичного компрессора и выход его из строя. В некоторых случаях (например, в установке с возвратом масла в картер их кожухотрубного испарителя) утечка фреона может привести к выходу из строя компрессора из-за нарушения работы системы смазки. Совершенно недопустимы даже незначительные утечки фреона в малых автоматизированных агрегатах с капиллярными трубками, в первую очередь в бытовых холодильниках.

Рассмотрим методы определения утечки фреонов.

1. Обмыливание мест соединений элементов холодильной установки. В случае утечки фреона появляются растущие пузыри. Чтобы пена дольше не высыхала, в мыльный раствор добавляют глицерин.

2. Определение большой утечки хладагента по масляному подтеку в месте разгерметизации (в установках, использующих фреоны и масла с хорошей взаимной растворимостью).

3. Определение утечки с помощью галоидных ламп (широко распространенный метод). Принцип действия галоидных ламп основан на том, что продукты разложения фреона в присутствии раскаленной меди окрашивают бесцветное пламя горелки и увеличивают высоту факела. Высокая чувствительность галоидных ламп реализуется в полной мере, если утечка определяется в хорошо проветренном помещении. В зависимости от применяемого топлива существует несколько типов галоидных ламп: спиртовые, пропановые, бензиновые, ацетиленовые, наиболее чувствительные при работе на пропанбутане.

4. Определение утечек с помощью электронных галоидных течеискателей (0,0005 кг/год) высокой чувствительности. Принцип действия таких течеискателей основан на свойстве фреонов резко увеличивать ионную эмиссию накаленной платиновой поверхности. При наличии в воздухе галоидосодержащих паров ионный ток резко возрастает и после усиления измеряется выходным прибором, на шкале которого индицируется величина утечки. Существуют и автоматические установки для непрерывного дистанционного контроля и сигнализации об утечках фреона. Установка, изготовленная в ГДР, применена на рыбоморозильных траулерах типа «Прометей», оснащенных холодильными установками на R22 с разветвленными системами трубопроводов. Работа газоанализатора установки основана на избирательном поглощении инфракрасного излучения газами в диапазоне волн от 2 до 15 мкм. При обнаружении утечки фреона на мнемонической схеме подаются световой и звуковой сигналы.

Для предотвращения утечек хладагента во фреоновых установках применяют тонколистовой (0,3—0,5 мм) паронит, состоящий из асбеста, каучука и наполнителей. Перед установкой прокладки из паронита вымачивают в глицерине, с которым фреон не реагирует. Ниппели и манометровые вентили крепят на аппаратах с помощью конических резьб, уплотняемых специальной быстротвердеющей пастой. Фреоны растворяют обычную резину. Поэтому кольца сальников компрессоров и предохранительных клапанов, а иногда и прокладки изготовляют из специальной фреоно-маслостойкой резины — севанита.

Утечка фреона наблюдается через сальники вентилей. Поэтому на них предусмотрены специальные колпачки-заглушки, которые необходимо отвинчивать только на время открытия или закрытия вентиля. На фреоновых трубопроводах малых диаметров устанавливают специальные бессальниковые мембранные вентили.

Значительные и трудноустранимые утечки фреона могут происходить через сальники компрессоров. Это одна из причин того, что в последние годы абсолютное большинство фреоновых компрессоров малой производительности выпускают в бессальниковом и герметич-

ном исполнении со встроенными электродвигателями, охлаждаемыми всасываемым паром.

Лучшим способом предотвращения утечки фреона в малых холодильных установках является применение герметичных холодильных агрегатов и холодильных машин, поставляемых заводами в виде законченных изделий.

ВЛИЯНИЕ ВЛАГИ И ВОЗДУХА НА РАБОТУ ФРЕОНОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Влага, попавшая внутрь аппаратов, трубопроводов и других элементов фреоновой холодильной установки, ухудшает ее работоспособность.

Данные о растворимости воды во фреонах при различных температурах приведены в табл. XVIII.1, из которой видно, что растворимость воды во фреонах ничтожная, причем она уменьшается при снижении температуры.

Таблица XVIII.1

Хладагент	Растворимость воды во фреонах (в % по массе) при температуре, °С		
	−18	0	+25
R12	0,0008	0,0025	0,009
R13	—	0,0019	0,006
R22	0,03	0,06	0,13
R113	0,002	0,0036	0,011
R114	0,001	0,0026	0,009
R502	—	0,022	0,056

Намного большее количество воды растворяется в R22 и R502 по сравнению с другими. Это нежелательное свойство фреонов значительно усложняет устройство, монтаж и эксплуатацию холодильных установок. Попадание даже незначительного количества влаги в систему может привести к прекращению циркуляции фреона вследствие замерзания влаги в дроссельных органах. Примерзает игла терморегулирующих вентилей. Для закупорки капиллярной трубки бытового холодильника достаточно намораживания в ней лишь 0,005 г льда.

Так как R22 лучше растворяет влагу, чем R12, то в установках, работающих на R22, может циркулировать большее ее количество, не вызывая закупорки дроссельных органов. Детали компрессоров, работающих на R22, работают при более высоких температурах.

При высоких температурах, имеющих место в компрессорах, влага, попавшая в систему, вступает в реакцию с фреонами. Образовавшиеся при этом минеральные и органические кислоты разрушающе действуют на детали компрессора и особенно на электрическую изоляцию встроенного электродвигателя.

Минимальное количество влаги, при котором R12 становится коррозионно активным, составляет 0,05%.

В присутствии влаги, даже растворенной во фреоне, происходит еще одно нежелательное явление, называемое омеднением стальных деталей. Медь, вступая в химическое соединение с фреоном, выпадает в виде слоя на полированных поверхностях поршней, стенок цилиндров, подшипников, седел всасывающего и нагнетательного клапанов и др. Чем выше температура поверхности и большее количество влаги в системе, тем интенсивнее омеднение. Оно приводит к уменьшению зазоров, неплотному прилеганию и пропускам клапанов, нарушающих работу фреоновых компрессоров, особенно быстроходных.

Влага может проникать во фреоновое оборудование и трубопроводы как при монтаже и ремонте установок, так и при их эксплуатации. Вместе с воздухом влага попадает в систему низкотемпературных установок, работающих под вакуумом.

Значительное количество влаги содержится в электрической изоляции обмоток статоров встроенных электродвигателей герметичных компрессоров. Несмотря на тщательную высокотемпературную (120°С) осушку, влага все же выделяется из обмоток в процессе эксплуатации, особенно в первые 2—3 года.

Влага может находиться в порах чугунных отливок деталей, откуда удаление ее затруднено в связи с малой поверхностью испарения. Значительное количество влаги попадает в систему во время эксплуатации и ремонта, если вскрываются охлажденные аппараты и трубопроводы.

Для удаления влаги и воздуха перед заправкой фреоном и маслом крупные установки с открытыми компрессорами вакуумируют до остаточного давления 5,33 кПа, а малые герметичные установки — до 13 Па. Согласно ГОСТ 17240—71 герметичные компрессоры должны сушиться в печи с продувкой сухим воздухом. Точка росы сухого воздуха у входа в компрессор должна быть не выше —55° С, а у выхода — не выше —50° С при выдержке воздуха в компрессоре в течение 5 мин. Статоры встроенных электродвигателей подвергают длительной вакуум-термической осушке с электроподогревом обмоток током пониженного напряжения.

Фреон и смазочное масло, заправляемые в систему, должны быть тщательно осушены. Согласно ГОСТ 22502—77 для торговых холодильных установок влагосодержание R12 в смеси с маслом не должно превышать 0,0015% по массе, а в смеси с R22 — 0,006%. Влагосодержание фреонов общепромышленного применения должно быть не более 0,002—0,0025%. Применяемое совместно с R12 масло ХФ12-18 должно содержать не более 0,01 г влаги на килограмм хладагента. Максимально допустимые влагосодержания масел применяемых совместно с R22 составляют соответственно 0,015 и 0,04 г/кг.

Осушенные фреоновые масла обладают высокой гигроскопичностью, причем влагопоглощающая способность масел тем больше, чем выше температура и относительная влажность окружающего воздуха. Поэтому бидон с маслом можно открывать только в том случае, если его температура выше температуры окружающего воздуха.

Поставляемые для монтажа фреоновых холодильных установок трубы должны быть тщательно осушены, очищены и закрыты по концам предохранительными заглушками, тонкие медные трубопроводы должны иметь сплющенные концы. Не следует добавлять в систему обезвоженный метиловый спирт, образующий с влагой раствор с низкой температурой замерзания. Метиловый спирт вступает в реакцию с хладагентом и маслом, образует смеси, которые даже в сухих системах разрушающе действуют на изоляцию статора электродвигателя, а также на алюминиевые листопрокатные испарители и конденсаторы.

Для осушения фреонов лучше всего применять осушители. В установках средней и большой производительности осушители монтируют на обводной линии и включают в работу при первичной зарядке машины фреоном, после каждой дозарядки, а также при появлении признаков наличия влаги в системе. В таких установках производят периодическую разборку осушителя с заменой адсорбента и его регенерацией: поглотителем влаги в них служит силикагель — коллоидная кремниевая кислота (SiO_2) с размерами гранул от 3 до 7 мм.

В последние годы силикагель вытесняется новыми, в несколько раз более сильными поглотителями влаги — цеолитами, представляющими собой синтетические алюмосиликатные материалы с мелкопористой кристаллической структурой и очень развитой поверхностью — до 1000 м² на 1 г вещества. Отечественный цеолит типа NaA-2МШ и NaA-2КТ имеет строго постоянный размер пор, равный 4×10^{-7} мм. Благодаря этому в поры проникают и удерживаются молекулы воды, а более крупные молекулы фреонов и смазочных масел практически не поглощаются. Важным преимуществом цеолита является то, что одновременно с влагой он поглощает кислоты из маслофреонового раствора. Цеолит NaA-2МШ выпускают в виде сферических или овальных гранул размером 1,5—3,0 мм. Регенерацию его осуществляют в электропечах при температуре 400—450° С до остаточной потери при прокаливании не более 5%.

Влагосодержание маслофреоновой смеси удобно контролировать цветовым индикатором, который устанавливают на жидкостном трубопроводе после фильтра-осушителя. Принцип действия индикатора основан на изменении окраски гидратированных солей в зависимости от концентрации влаги во фреоне. Отечественный индикатор влажности ИВ-7 состоит из латунного корпуса со смотровым стеклом, за которым расположен чувствительный элемент — фильтровальная бумага, пропитанная 4%-ным раствором бромистого кобальта. Цвет бумаги изменяется от зелено-синего к розовому с увеличением количества влаги во фреоне в зависимости от температуры. В аналогичном по конструкции индикаторе влажности SGL фирмы «Данфосс» цвет датчика изменяется от зеленого к желтому.

Отрицательно влияет на работу фреоновых установок и воздух, попадающий в них. Как и в аммиачных установках, он скапливается в конденсаторе, создавая в нем давление выше давления конденсации хладагента. Однако главная опасность состоит в том, что вместе с атмосферным воздухом в установку проникает влага.

В связи с тем что во фреоновых холодильных установках принимаются меры по обеспечению высокой герметичности, а перед заполнением фреоном они глубоко вакуумируются, вероятность попадания воздуха в них незначительна.

ВЛИЯНИЕ МАСЕЛ НА РАБОТУ ФРЕОНОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Надежная и безопасная работа фреоновых холодильных установок в течение длительного времени может быть обеспечена при условии качественной смазки компрессоров. Поэтому применяемые масла должны обладать хорошими смазочными свойствами, быть стойкими по отношению к фреонам и не разлагаться во всем температурном интервале работы установок, в которых они используются.

При низких температурах, имеющих место в охлаждающих приборах, вязкость масел должна оставаться на приемлемом уровне для того, чтобы предотвратить значительное ухудшение теплопередачи испарителей и обеспечить удаление из них масла.

Фреоновые масла, особенно применяемые в низкотемпературных установках, должны иметь температуру помутнения (выпадения парафинов) ниже, чем температура кипения хладагента в испарителе. При этом следует иметь в виду, что парафины не растворяются во фреонах, а температура помутнения маслофреонового раствора всегда выше, чем у чистого масла и существенно зависит от содержания масла во фреоне.

При высоких температурах, достигающих 120° С в герметичных компрессорах, масло не должно разлагаться и при этом должно сохранять достаточную вязкость, чтобы не вытекать из пар трения. Температура вспышки масла должна значительно превышать рабочие температуры в компрессоре.

Свойства масел должны оставаться стабильными в течение срока службы холодильной установки.

Основные физические свойства отечественных масел, применяемых во фреоновых холодильных установках, а также некоторых но-

Таблица XVIII.2

Показатели	Масла							
	применяемые				рекомендуемые			
	ХФ 12-18	ХФ 22-24	ХФ 22с-16	ФМ 5,6 АП	ХМ 35	ХС 40	ПФГОС 4	ПМТС 5
Вязкость при 50°С	18	25	16	13	34	42	42	35
при 100°С	4,6	7	5,3	5	6,5	10,0	11,5	15
Температура, °С застывания	—40	—55	—58	—110	—35	—48	—70	128
вспышки	160	125	225	247	180	240	выше 210	выше 210
Плотность при 20°С, кг/м³	874	883	994	970	926	845	1050	1020

вых масел, рекомендуемых для использования, приведены в табл. XVIII.2.

Минеральное масло ХФ 12-18 широко используют в установках различной производительности, работающих на R12 с температурами кипения хладагента до —30° С. Низкая вязкость ограничивает применение этого масла лишь для малонагруженных компрессоров.

Для установок, работающих на R22, используют два типа масел: минеральное ХФ 22-24 и синтетическое ХФ 22с-16.

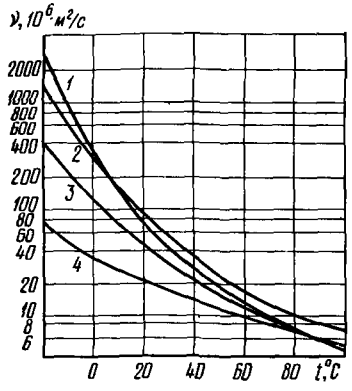


Рис. XVIII.1. Зависимость вязкости фреоновых масел от температуры:
1 — ХФ 12-18; *2* — ХФ 22-24; *3* — ХФ 22с-16; *4* — ФМ-5,6АП.

Последнее предпочтительнее, так как оно имеет более пологую зависимость вязкости от температуры (рис. XVIII.1) и значительно более высокую температуру вспышки, чем минеральное масло. Кроме того, масло ХФ 22-24 недостаточно стабильно.

Низкотемпературное синтетическое масло ФМ5, 6-АП применяют для нижних ветвей каскадных установок, работающих на R13. Преимущество этого масла — малая вязкость при низких температурах (рис. XVIII.1).

Повышение быстроходности современных компрессоров привело к разработке новых синтетических масел, обладающих достаточно большой вязкостью при высоких температурах, а также повышенными значениями температуры вспышки и поверхностного натяжения. Новые масла прошли испытания и рекомендуются для современных компрессоров, особенно бессальниковых и герметичных. Масло ХМ-35 рекомендуется применять вместо ХФ12-18 для установок, работающих при температурах кипения до — 30° С, масло ХС-40 предлагается для замены масла ХФ22-24 при температурах кипения до —40°С. Вместо масла ХФ22 16 рекомендуется использовать масло ПФГОС-4, а низкотемпературное масло ПМТС-5 предлагается вместо масла ФМ-5,6АП. Новые масла характеризуются повышенной стабильностью.

Свойства маслофреоновых смесей весьма существенно сказываются на конструкции аппаратов, разводке трубопроводов, а также на условиях эксплуатации фреоновых установок.

Л. З. Мельцер разделяет хладагенты на три группы по степени взаимной растворимости с маслами, применяемыми в холодильной технике.

К первой группе относятся хладагенты с ограниченной, слабой растворимостью в маслах. Их смеси в равновесном состоянии разделены на два слоя, один из которых является слоем, богатым маслом, а другой — хладагентом. К этой группе относятся аммиак, R13, R14.

Во вторую группу входят хладагенты с неограниченной растворимостью в маслах (например, R12), т. е. когда жидкая фаза однородна.

К третьей, промежуточной группе относятся хладагенты (R22, R114 и др.), обладающие неограниченной растворимостью с маслами лишь в определенном интервале температур, выше «критической» точки.

Хладагент R22 в смеси с маслом ХФ22-24 имеет зону неограниченной растворимости в интервале температур от +60° С до —12° С, т. е. относится к третьей группе, однако в смеси с маслом ХФ22с-16 он неограниченно растворяется в широком диапазоне температур от +90° до —60° С, т. е. относится ко второй группе. С появлением новых сортов масел становится все труднее отнести хладагент к той или иной группе. Поэтому целесообразно разделять на три группы по взаимной растворимости различные маслофреоновые (и другие) смеси, а не чистые хладагенты. Состояние маслофреоновых смесей первой и третьей групп при различных температурах можно оценить с помощью диаграмм «температура смеси t — концентрация масла в смеси $\delta_м$», на которых нанесены кривые расслоения. Эти кривые отделяют области однородных растворов жидких фреонов и масел от областей, где смесь разделяется на две фазы.

Кривые расслоения различных масел с R22 и R13 приведены на рис. XVIII. 2. Смеси R13 с маслами ФМ-5,6АП и ПМТС-5, а также R22 с маслом ХС-40 относятся к первой группе. Кривые расслоения для них состоят из двух ветвей, между которыми находится область концентраций, соответствующая гетерогенным смесям. Область концентраций, расположенная снаружи, соответствует гомогенным смесям.

Рассмотрим, например, состояния смеси R13 с маслом ФМ-5,6АП при температуре —70° С (см. рис. XVIII.2, *а*). В данном случае маслофреоновые растворы с концентрациями масла менее 9% и более 50% будут однородными, однако любые смеси промежуточных концентраций ξ_x при температуре —70° С разделяются на две фазы: богатую фреоном с концентрацией масла $\xi_f = 9\%$ и богатую маслом с концентрацией $\xi_m = 50\%$. Так как R13 в 1,2 раза тяжелее масла ФМ-5,6АП, то фаза, богатая маслом, будет располагаться выше границы раздела. Массовые доли фаз, богатых маслом и фреоном, обратно пропорциональны отношению отрезков xm и fx. Из рис. XVIII.2, *а* также видно, что R13 образует с маслом ФМ-5,6АП однородные растворы с концентрациями до 9% во всем рабочем диапазоне температур. Это облегчает возврат масла из испарителей каскадных установок.

Смеси R22 с маслами ХФ 22-24, ХФ 12-18 и ХМ-35 относятся к третьей группе. Ветви кривых расслоения таких смесей сходятся вместе в рабочем диапазоне температур, образуя критическую точку (точка K на рис. XVIII.2, *б*). При температурах, выше критической, жидкий фреон и масло неограниченно взаимно растворимы, а при температурах, ниже критической, растворимость их такая же, как у смесей первой группы. Например, при температуре +10° С смесь R22 и масла ХФ12-18 с концентрацией 10% (точка x на рис. XVIII.2, *б*) разделяется на два слоя.

Верхний слой содержит 49% масла (точка m). Нижний слой богат фреоном, концентрация масла в нем — 6% (точка f). С понижением

температуры смеси концентрация масла в верхнем слое повышается и масло застывает.

Добавление небольшого количества R12 (до 15%) позволяет снизить критическую точку полученного тройного раствора R22 — R12 — масло ХФ 12-18 и улучшить взаимную растворимость компонентов.

К маслофреоновым смесям второй группы относятся растворы R12 с минеральными маслами (например, с ХФ 12-18), R22 с маслом ХФ 22с-16 и некоторые другие.

В равновесном состоянии переохлажденные хладагенты, входящие в смеси второй группы, неограниченно растворяются с маслами. Однако концентрация насыщенного фреономасляного раствора определяется не только его температурой, но и давлением пара p над раствором. Чем ниже температура раствора и выше давление пара над ним, тем большее количество фреона может быть растворено в смеси. При этом маслофреоновая смесь абсорбирует пары фреона.

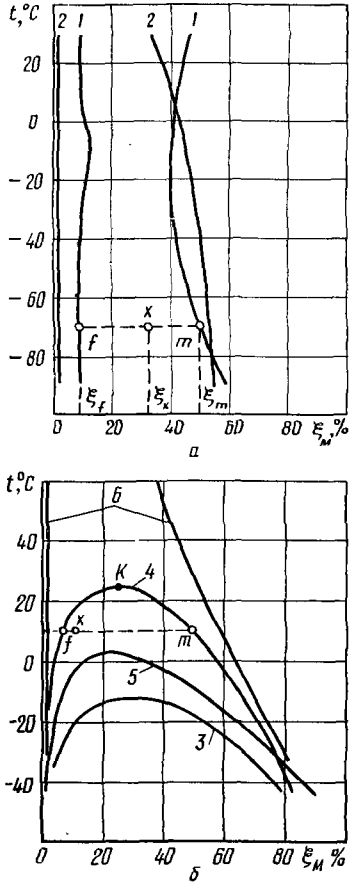
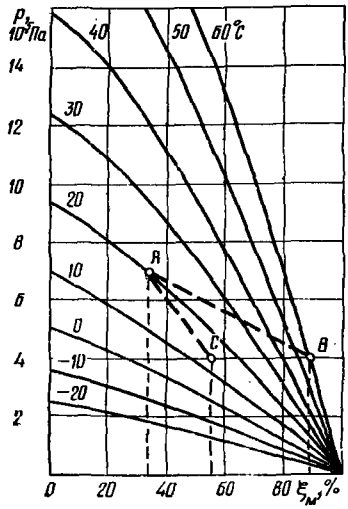


Рис. XVIII.2. Кривые расслоения смесей R13(а) и R22(б) с маслами:
1 — R13 и масло ФМ-5,6АП; *2* — R13 и масло ПТМ С-5; *3* — R22 и масло ХФ 22-24; *4* — R22 и масло ХФ 12-18; *5* — R22 и масло ХМ-25; *6* — R22 и масло ХС-40.

Рис. XVIII.3. Диаграмма t—p—$\xi_м$ для раствора R22 и масла ХФ 22с-16.



Влияние давления и температуры на концентрацию насыщенных маслофреоновых растворов можно оценивать по t-p-$\xi_м$-диаграмме (рис. XVIII.3). Рассмотрим с помощью этой диаграммы реальные процессы изменения состояния маслофреоновой смеси, которые могут иметь место при пуске холодильной установки.

1. Пусть в картере остановленного компрессора находится маслофреоновый раствор при температуре $+20°$ С и давлении 7×10^5 кПа (точка A). Концентрация масла в растворе при этих условиях $\xi_A = 33\%$. После пуска компрессора давление в картере понижается до 4×10^5 кПа, а температура повышается до $+60°$ С (точка B). Новым параметрам соответствует концентрация масла $\xi_B = 88\%$. Таким образом, из раствора интенсивно возгоняется значительное количество фреона. При этом происходит вспенивание маслофреоновой смеси в картере, которое может привести к гидравлическому удару.

2. Пусть в кожухотрубном испарителе рассматриваемой холодильной установки параметры маслофреоновой смеси перед пуском также характеризуются точкой A. Это вероятно, если открыты вентили на всасывающей линии, а также всасывающий вентиль компрессора. После включения холодильной установки давление в испарителе быстро понижается до 4×10^5 кПа, а температура его в начальный период продолжает еще оставаться высокой, успевая понизиться до $+14°$ С (точка C). Новым параметрам маслофреоновой смеси в испарителе соответствует концентрация масла 55%. Выпаривание фреона из раствора может привести к большому взбуханию раствора и выбросу его в компрессор. Растворение фреона в масле всегда уменьшает вязкость получаемой смеси. Если учесть, что при низких температурах вязкость чистых масел весьма высока (см. рис. XVIII.1), то создаются благоприятные условия для предотвращения застывания масла в испарителе и низкотемпературных трубопроводах.

Необходимым условием длительной безаварийной работы фреоновой холодильной установки является поддержание постоянного уровня масла в картере компрессора.

Холодильные установки, использующие в качестве рабочих тел маслофреоновые смеси второй группы, обычно не имеют маслоотделителей, поэтому уносимое масло возвращают в компрессор из испарителей. Установки, работающие на смесях первой и третьей групп, в большинстве случаев снабжены маслоотделителями с возвратом масла в картер, однако и в этом случае часть масла попадает в испарители, из которых оно должно быть возвращено в компрессор со всасываемым паром.

Большинство фреоновых компрессоров имеет конструктивные элементы, обеспечивающие отделение и возврат в картер масла, поступившего со всасываемым паром. Компрессоры, не имеющие таких устройств, например ФУУ350, снабжают маслоотделителями на всасывающей линии, откуда масло подают в картер.

Для того чтобы в работающей установке уровень масла в картере компрессора поддерживался постоянным, необходимо выполнять два условия:

1. Массовое количество уносимого из компрессора масла должно в каждый момент времени быть равным количеству масла, возвращаемого в компрессор. Несоблюдение этого условия приведет к опустошению картера либо к переполнению его маслом.

2. Маслофреоновая смесь, возвращаемая в компрессор из охлаждающей системы и маслоотделителя, должна иметь высокую концентрацию масла, равную или близкую к таковой в картере.

Повышенная концентрация фреона в возвращаемой смеси приводит к вспениванию ее в компрессоре. Это способствует увеличению уноса масла, ухудшению объемных и энергетических характеристик холодильного компрессора и возникновению таких аварийных ситуаций, как нарушение нормальной работы маслонасоса, «масляный» гидравлический удар.

Для предотвращения вспенивания масла в компрессоре производят предварительное доиспарение фреона из возвращаемой смеси. Доиспарение фреона чаще всего осуществляют в специальном теплообменнике за счет теплоты переохлаждения жидкого фреона перед дросселированием либо за счет подвода внешней теплоты, например через стенки всасывающего трубопровода. Последний способ энергетически невыгоден.

Концентрация маслофреоновых смесей, циркулирующих в холодильных установках, меняется в широких пределах в зависимости от холодопроизводительности установок, их назначения и других факторов. Во фреоновых установках, имеющих маслоотделители, циркулирует почти чистый хладагент, концентрация масла в нем обычно не превышает 1—3%. В установках средней холодопроизводительности без маслоотделителей содержание масла в циркулирующей смеси составляет около 10%. В малых холодильных установках концентрация масла выше 15—30%.

Наличие растворенного фреона уменьшает вязкость маслофреоновой смеси по сравнению с чистым маслом. Поэтому при высоких температурах, имеющих место в современных быстроходных компрессорах, приходится применять новые масла повышенной вязкости. Это улучшает эксплуатацию компрессоров, но одновременно усложняет возврат масла и ухудшает теплопередачу в аппаратах.

Вязкость чистых жидких фреонов невелика. Однако даже незначительное количество растворенного масла существенно увеличивает их вязкость. Так, динамическая вязкость раствора, содержащего 5% масла, почти в 1,5 раза выше вязкости чистого фреона. Это нужно учитывать при расчете холодильного оборудования.

Присутствие масла приводит к возрастанию потерь от трения при движении хладагента. В системах, работающих на смеси R12 с маслом (в количестве 6—12%), коэффициент трения возрастает приблизительно вдвое по сравнению с чистым хладагентом.

Масло, растворенное во фреоне, влияет на теплоотдачу при кипении различно в зависимости от концентрации маслофреоновой смеси. По опытным данным, полученным при кипении растворов R12 и R22 с маслами на гладкотрубном пучке, повышение концентрации масла от 0 до 1% практически не влияет на коэффициент тепло-

отдачи, а повышение концентрации масла в растворе от 1 до 6% приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи на 20—30% при температурах кипения —10÷ —40° С и практически не влияет на теплоотдачу при температуре кипения 0° С. При концентрации масла 10% коэффициент теплоотдачи уменьшается на 40—60%, при концентрации масла 20% — более чем в 2 раза.

При кипении маслофреоновых смесей в трубах коэффициент теплоотдачи становится максимальным при содержании в R12 и R22 масла в количестве 3% по массе. При этой концентрации масла коэффициент теплоотдачи увеличивается по сравнению с коэффициентом теплоотдачи чистого фреона соответственно на 10, 40 и 50% при температурах соответственно —30, —15 и —4° С. При повышении концентрации масла до 8—10% коэффициенты теплоотдачи маслофреоновой смеси и чистых фреонов становятся равными, при дальнейшем росте концентрации масла теплоотдача ухудшается.

Глубокое переохлаждение маслофреоновой смеси перед дросселированием до температуры, близкой к температуре кипения хладагента в испарителе, значительно улучшает распределение хладагента.

Чем больше концентрация масла в смеси, тем выше температура кипения раствора (по сравнению с чистым хладагентом). Это явление, называемое кажущимся перегревом, отрицательно сказывается на теплосъеме фреоновых охлаждающих приборов, так как фактически разность между средними температурами потребителя холода $t_к$ и кипения маслофреонового раствора t'_o оказывается меньше теоретической разности температур $t_к$ и кипения чистого фреона t_0.

Уменьшение действительной тепловой нагрузки $Q_д$ приборов охлаждения по сравнению с теоретической $Q_т$ можно оценить с помощью температурного коэффициента $\eta_т$

$$Q_д = Q_т \eta_т,$$

где $\eta_т = (t_к - t_1)/(t_к - t_o)$.

Если не учитывать отрицательного влияния кажущегося перегрева и гидростатического столба жидкости на теплопередачу, то действительный теплосъем испарителей $Q_д$ может оказаться в два и более раз меньше теоретического. Разность температур $(t_0 - t'_0)$ можно значительно уменьшить, если снизить начальную концентрацию масла в маслофреоновой смеси, поступающей в охлаждающий прибор. Это достигается применением маслоотделителя, а также соблюдением эксплуатационного режима холодильной установки, предотвращающего повышенный унос масла из компрессора.

Разность температур $(t_0 - t'_0)$ можно также уменьшить, если доиспарение фреона из смеси, поступающей в компрессор, производить в теплообменнике. Для этого термобаллон терморегулирующего вентиля (ТРВ) устанавливают после теплообменника.

Повышенная сухость пара, выходящего из испарителя, не только нарушает нормальный возврат масла в компрессор, но и приводит к повышению концентрации масла в самом испарителе, ухудшающему его теплопередачу.

ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ МАЛЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Для обеспечения нормального режима хранения продуктов в малом холодильном оборудовании (шкафах, прилавках, витринах, сборных и стационарных камерах) необходимо соблюдать следующие требования: загружать продукты только после достижения заданной температуры в шкафу, прилавке, витрине, камере; скоропортящиеся продукты, поступающие из холодильных камер, загружать в охлажденном состоянии; горячие блюда (компоты, молоко, закуски) устанавливать в шкафах, прилавках, витринах после предварительного их охлаждения до температуры окружающего воздуха; не превышать допустимую максимальную норму загрузки; не покрывать бумагой, марлей, фанерой полки шкафов, прилавков и камер — это препятствует свободному движению воздуха и нормальному охлаждению продуктов; укладывать и подвешивать продукты на некотором расстоянии друг от друга и на расстоянии от стенок 6—10 см; не хранить одновременно разнородные продукты, один из которых обладает резким запахом (например, сельди и сливочное масло, мясо и сыр, рыбу и мясо); открывать двери шкафов, прилавков, камер следует возможно реже и на короткий срок, а затем плотно закрывать их.

Для проверки температуры в шкафу, прилавке, витрине, сборной и стационарной камерах устанавливают термометры.

Слой снеговой шубы на испарителях не должен превышать 4—5 мм. Между ребрами испарителя всегда должно быть свободное от инея пространство. При толщине инея 4—5 мм производят оттаивание инея с приборов охлаждения. Образующуюся при таянии инея воду отводят в бачок. Недопустимо удалять снеговую шубу с испарителей ножами, скребками и другими предметами — это приводит к повреждению испарителей, утечке фреона из системы холодильной машины и выходу ее из строя. Если в торговом холодильном оборудовании нет продуктов, то холодильные машины выключают. Перед закрытием торгового предприятия проверяют, выключены ли незагруженные прилавки, витрины, шкафы.

Неисправности внезапного характера в холодильной системе и электрооборудовании малых холодильных установок, которые возникают между плановыми профилактическими осмотрами и текущими ремонтами и не поддаются прогнозированию, возможные причины возникновения неисправностей и способы устранения отказов и дефектов указаны в специальной литературе.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Энтальпии некоторых пищевых продуктов, кДж/кг

Температура продукта, °С	Продукт						
	Говядина, птица	Баранина	Свинина	Мясные субпродукты	Молоко цельное	Масло сливочное	Мороженое сливочное
—20	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
—18	4,6	4,6	4,6	5,0	5,5	3,8	7,1
—15	13,0	12,6	12,2	13,8	14,3	10,1	19,7
—12	22,2	21,8	21,4	24,4	25,2	17,6	34,8
—10	30,2	29,8	28,9	33,2	32,7	23,5	46,9
—8	39,4	38,5	34,8	43,1	42,3	29,3	62,4
—5	57,3	55,5	54,4	62,8	62,8	40,6	105,3
—3	75,3	77,0	73,3	87,9	88,7	50,5	178,8
—2	98,8	95,8	91,6	109,6	111,2	60,4	221,0
—1	185,5	179,5	170,0	204,0	184,2	91,6	224,4
0	232,2	224,0	211,8	261,0	317,8	95,0	227,4
1	235,5	227,0	214,7	264,5	322,3	98,0	230,8
2	238,2	230,0	217,8	268,3	326,8	101,4	234,0
4	245,5	236,3	224,0	274,3	334,4	106,5	240,9
8	248,2	249,0	235,8	289,2	350,7	121,4	254,4
10	264,5	255,3	241,7	296,0	358,5	129,8	264,0
12	270,8	261,4	248,2	302,2	366,0	138,6	267,9
15	280,4	271,2	256,8	312,8	378,0	155,3	277,8
20	296,8	286,7	272,5	330,6	398,0	182,8	294,3
25	312,0	301,8	287,7	348,0	418,0	204,2	311,0

Приложение 2

Энтальпии некоторых молочных продуктов при различных температурах, кДж/кг

Температура продукта, °С	Продукт					
	Молоко сгущеное	Молоко сухое	Сыр	Творог	Сметана	Сливки 20%-ные
—10	0,0,	—	—	0,0	—	—
—8	4,187	—	1,25	10,63	—	—
—5	10,88	—	5,44	32,65	—	—
—3	15,07	—	11,30	49,82	—	—
—1	19,67	—	16,74	139,42	—	—
0	21,77	0,0	19,67	245,77	0,0	0,0
1	23,86	2,09	22,19	249,12	3,76	3,34
3	28,47	5,86	28,05	256,24	7,53	10,46
5	32,65	9,63	33,49	263,36	18,42	17,58
7	36,84	13,39	39,35	270,48	25,95	24,28
10	43,54	19,26	47,73	280,94	36,84	34,75
12	47,73	23,02	53,17	288,06	44,38	41,45
15	54,43	28,89	61,54	298,53	55,26	52,33
17	59,03	32,65	66,99	305,65	62,80	59,03
20	65,31	38,52	75,78	316,11	73,69	69,50
25	76,20	48,15	89,60	334,12	95,88	86,67
30	87,08	57,78	103,83	351,70	110,53	104,25

Теплофизические свойства воздуха

Температура, °С	Энтальпия воздуха (в кДж/кг) при нормальном атмосферном давлении и относительной влажности, %						Плотность при нормальном атмосферном давлении, кг/м³
	0	20	40	60	80	100	
—35	—35,17	—35,08	—35,04	—34,96	—34,91	—34,83	1,484
—30	—30,10	—30,02	—29,89	—29,81	—29,68	—29,56	1,453
—25	—25,03	—24,91	—24,74	—24,53	—24,32	—24,15	1,423
—20	—20,09	—19,76	—19,46	—19,13	—18,84	—18,50	1,396
—15	—15,07	—14,48	—13,90	—13,31	—12,72	—12,14	1,368
—10	—10,04	—9,25	—8,45	—7,70	—6,90	—6,11	1,342
—5	—5,02	—3,81	—2,59	—1,33	—0,12	1,13	1,317
0	0,0	1,88	3,72	5,61	7,49	9,37	1,293
5	5,02	7,70	10,38	13,10	15,82	18,54	1,264
10	10,04	13,81	17,66	21,47	25,33	29,22	1,242
15	15,07	20,34	25,70	31,06	36,42	41,87	1,226
20	20,09	27,38	34,75	42,28	45,10	53,17	1,205
25	25,12	35,04	45,21	55,26	65,73	76,20	1,185
30	30,14	43,54	53,17	71,17	84,99	99,65	1,165
35	35,17	53,17	71,17	90,02	109,28	128,54	1,146
40	40,19	63,64	88,34	113,04	139,00	165,80	1,128

Упругость насыщенного водяного пара над льдом

Температура, °С	Давление, Па	Температура, °С	Давление Па	Температура, °С	Давление, Па
—50	3,866	—33	27,331	—16	150,387
—49	4,400	—32	30,264	—15	165,053
—48	4,933	—31	33,597	—14	180,918
—47	5,600	—30	37,330	—13	198,117
—46	6,266	—29	41,463	—12	216,915
—45	6,933	—28	45,996	—11	237,313
—44	7,733	—27	51,062	—10	259,445
—43	8,799	—26	56,395	—9	283,309
—42	9,866	—25	62,795	—8	309,440
—41	11,066	—24	69,461	—7	337,571
—40	12,399	—23	76,794	—6	368.102
—39	13,999	—22	84,793	—5	401,033
—38	15,865	—21	93,459	—4	436,763
—37	17,865	—20	102,925	—3	475,426
—36	19,998	—19	113,324	—2	517,156
—35	22,265	—18	124,656	—1	562,086
—34	24,665	—17	136,922	0	610,481

Свойства насыщенных паров аммиака

Температура, °С	Давление, кПа	Удельный объем, м³/кг		Плотность, кг/м³		Энтальпия, кДж/кг		Скрытая теплота парообразования, кДж/кг
		жидкости	пара	жидкости	пара	жидкости	пара	
—40	—26,292	0,001449	1,5520	690,0	0,6443	237,49	1627,50	1390,00
—39	—22,370	0,001452	1,4768	688,8	0,6771	241,88	1629,12	1387,24
—38	—18,270	0,001454	1,4058	687,5	0,7113	246,28	1630,70	1384,43
—37	—13,984	0,001457	1,3388	686,3	0,7469	250,84	1632,30	1381,46
—36	—9,522	0,001460	1,2756	685,1	0,7839	255,32	1633,90	1378,57
—35	—4,864	0,001462	1,2160	683,9	0,8224	259,80	1635,44	1375,64
—34	—1,960	0,001465	1,1598	682,6	0,8622	264,16	1637,00	1372,83
—33	5,040	0,001467	1,1065	681,4	0,9038	268,72	1638,54	1369,82
—32	10,306	0,001470	1,0561	680,1	0,9469	273,24	1640,10	1366,85
—31	15,778	0,001473	1,0086	678,9	0,9915	277,64	1641,60	1363,96
—30	21,486	0,001476	0,9635	677,6	1,0380	282,20	1643,10	1360,90
—29	27,410	0,001478	0,9209	676,4	1,0860	286,64	1644,61	1357,97
—28	33,578	0,001480	0,8805	675,2	1,1360	291,16	1646,10	1354,90
—27	39,980	0,001484	0,8422	673,9	1,1870	295,64	1647,54	1351,90
—26	46,6300	0,001487	0,8059	672,6	1,241	300,12	1649,00	1348,90
—25	53,5440	0,001489	0,7715	671,5	1,296	304,69	1650,47	1345,80
—24	60,7130	0,001492	0,7388	670,1	1,354	309,17	1651,90	1342,73
—23	68,1460	0,001495	0,7078	668,9	1,413	313,65	1653,32	1339,67
—22	75,8640	0,001498	0,6783	667,6	1,474	318,17	1654,70	1336,53
—21	83,8660	0,001500	0,6503	666,3	1,538	322,69	1656,13	1333,43
—20	92,1530	0,001504	0,6237	665,0	1,603	327,21	1657,31	1330,30
—19	100,7430	0,001507	0,5984	663,7	1,671	331,74	1658,85	1327,11
—18	109,6380	0,001510	0,5743	662,4	1,741	336,26	1660,19	1323,93
—17	118,8460	0,001512	0,5514	661,2	1,814	340,78	1661,53	1320,75
—16	128,3780	0,001515	0,5296	659,8	1,888	345,34	1662,87	1317,52
—15	138,2440	0,001520	0,5088	658,5	1,965	349,91	1664,16	1314,26
—14	148,4430	0,001521	0,4890	657,2	2,045	354,43	1665,46	1311,03
—13	158,9850	0,001524	0,4701	656,0	2,127	358,99	1666,76	1307,77
—12	169,8900	0,001528	0,4520	654,6	2,212	363,60	1668,02	1304,42
—11	181,1480	0,001530	0,4350	653,3	2,300	368,12	1669,27	1301,15
—10	192,7790	0,001534	0,4185	652,0	2,390	372,69	1670,50	1297,80
—9	204,7920	0,001537	0,4028	650,7	2,483	377,29	1671,70	1294,41
—8	217,2000	0,001540	0,3878	649,4	2,579	381,90	1672,92	1291,02
—7	230,0000	0,001543	0,3735	648,0	2,677	386,42	1674,10	1287,67
—6	243,1850	0,001546	0,3600	646,7	2,779	391,11	1675,30	1284,19
—5	256,8000	0,001550	0,3468	645,3	2,884	395,67	1676,43	1280,76
—4	270,8300	0,001553	0,3343	644,0	2,991	400,23	1677,56	1277,33
—3	285,3000	0,001556	0,3224	642,6	3,102	404,84	1678,69	1273,85
—2	300,2000	0,001560	0,3110	641,3	3,216	409,45	1679,82	1270,38
—1	315,5680	0,001563	0,3000	639,9	3,333	414,10	1680,90	1266,82
0	331,3760	0,001566	0,2895	638,6	3,454	418,70	1682,00	1263,30
1	347,6650	0,001570	0,2795	637,2	3,578	423,31	1683,05	1259,74
2	364,425	0,001573	0,2698	635,8	3,706	427,95	1684,10	1256,14
3	381,675	0,001576	0,2606	634,5	3,837	432,56	1685,10	1252,54
4	399,424	0,001580	0,2517	633,1	3,973	437,30	1686,15	1248,86
5	417,675	0,001583	0,2433	631,7	4,110	441,90	1687,15	1245,26
6	436,445	0,001586	0,2351	630,3	4,254	446,54	1688,11	1241,57
7	455,744	0,001590	0,2273	628,9	4,400	451,23	1689,08	1237,84

Температура, °С	Давление, кПа	Удельный объем, м³/кг		Плотность, кг/м³		Энтальпия, кДж/кг		Скрытая теплота парообразования, кДж/кг
		жидкости	пара	жидкости	пара	жидкости	пара	
8	475,573	0,001594	0,2198	627,5	4,550	455,92	1690,04	1234,12
9	495,952	0,001597	0,2126	626,1	4,704	460,57	1690,92	1230,35
10	516,880	0,001600	0,2056	624,7	4,864	465,26	1691,88	1226,62
11	538,385	0,001604	0,1990	623,2	5,025	469,90	1692,76	1222,86
12	560,460	0,001608	0,1926	621,9	5,192	474,60	1693,60	1219,00
13	583,123	0,001612	0,1864	620,4	5,365	479,30	1694,48	1215,19
14	606,384	0,001616	0,1805	619,0	5,540	484,06	1695,32	1211,26
15	630,244	0,001619	0,1748	617,6	5,721	488,75	1696,15	1207,40
16	654,730	0,001620	0,1693	616,1	5,907	493,48	1697,00	1203,50
17	679,846	0,001627	0,1641	614,6	6,094	498,38	1697,83	1199,45
18	705,588	0,001630	0,1590	613,2	6,289	502,94	1698,54	1195,60
19	732,000	0,001635	0,1541	611,7	6,489	507,67	1699,29	1191,62
20	759,054	0,001640	0,1494	610,3	6,693	512,50	1700,05	1187,56
21	786,787	0,001643	0,1449	608,8	6,900	517,26	1700,76	1183,50
22	815,210	0,001647	0,1405	607,3	7,117	522,12	1701,47	1179,35
23	844,313	0,001650	0,1363	605,8	7,337	526,80	1702,14	1175,33
24	874,126	0,001655	0,1322	604,3	7,564	531,62	1702,85	1171,23
25	904,664	0,001660	0,1283	602,8	7,794	536,48	1703,44	1167,00
26	935,947	0,001663	0,1245	601,3	8,032	541,25	1704,07	1162,81
27	967,916	0,001670	0,1208	599,8	8,278	546,11	1704,78	1158,67
28	1000,670	0,001671	0,1173	598,3	8,525	550,97	1705,37	1154,40
29	1034,111	0,001676	0,1139	596,8	8,780	555,70	1705,91	1150,21
30	1068,435	0,001680	0,1106	595,2	9,042	560,56	1706,45	1145,90
31	1103,444	0,001684	0,1075	593,7	9,300	565,29	1706,96	1141,67
32	1139,337	0,001690	0,1044	592,1	9,580	570,27	1707,50	1137,23
33	1176,013	0,001693	0,1014	590,6	9,860	575,04	1707,96	1132,92
34	1213,475	0,001698	0,0986	589,0	10,140	579,98	1708,46	1128,48
35	1251,820	0,001700	0,0958	587,4	10,440	584,92	1708,88	1123,96
+36	1290,950	0,001710	0,0931	585,9	10,74	589,82	1709,34	1119,52
+37	1330,960	0,001711	0,0905	584,3	11,05	594,72	1709,76	1115,04
+38	1371,852	0,001716	0,0880	582,7	11,36	599,58	1710,10	1110,52
+39	1413,630	0,001720	0,0856	581,1	11,68	604,43	1710,35	1105,91
+40	1456,288	0,001726	0,0833	579,5	12,00	609,50	1710,68	1101,18

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Голянд М. М., Малеванный Б. Н.* Холодильное технологическое оборудование. М.: Пищевая промышленность, 1977. — 335 с.

2. *Жадан В. З.* Теплофизические основы хранения сочного растительного сырья на пищевых предприятиях. М.: Пищевая промышленность, 1976.—233 с.

3. *Захаров Ю. В.* Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. Л.: Судостроение, 1972. — 556 с.

4. *Ионов А. Г., Мекеницкий С. Я., Боголюбский О. К.* Насосно-циркуляционные системы морозильных

установок. М.: Пищевая промышленность, 1976.—183 с.
5. *Коган В. Б.* Теоретические основы типовых процессов химической технологии. Л.: Химия, 1977. — 592 с.
6. *Курылев Е. С., Герасимов Н. А.* Холодильные установки. Л.: Машиностроение, 1970.—672 с.
7. *Мнацаканов Г. К., Бушта И. В., Чумак Н. И.* Процессы тепло- и массообмена в камерах хранения мороженых грузов, Холодильная техника, 1978, № 12.
8. *Нестеренко Ю. Ф.* Теория и расчет судовой тепловой изоляции. Л.: Судостроение, 1973. — 432 с.
9. *Теплообменные* аппараты / [Г. Н. Данилова, С. Н. Богданов, О. П. Иванов и др.] под ред. Г. Н. Даниловой. *Л.:* Машиностроение, 1973. — 328 с.
10. *Фраас А., Оцисик М.* Расчет и конструирование теплообменников. *М.:* Атомиздат, 1971.—357 с.
11. *Чижов Г. Б.* Теплофизические процессы в холодильной технологии пищевых продуктов. М.: Пищевая промышленность, 1978.—292 с.
12. *Чуклин С. Г., Мартыновский В. С., Мельцер Л. З.* Холодильные установки. М.: Госторгиздат, 1961. — 469 с.
13. *Чуклин С. Г., Чумак И. Г.* Охлаждающие системы морозильных камер и пути их интенсификации. М.: Пищевая промышленность. 1968. — 40 с.
14. *Чуклин С. Г., Чумак И. Г., Файнзильберг Е. З.* Современные холодильники для хранения фруктов. Кишинев: Картя молдовеняскэ, 1970.—150 с.
15. *Холодоснабжение* предприятий мясной и молочной промышленности. Справочное пособие под редакцией проф. Чумака И. Г. Киев: Вища школа, 1979. — 192 с.
16. *Чумак И. Г., Коханский А. И.* Динамические режимы работы холодильных установок и аппаратов. М.: Машиностроение, 1978.—185 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Авторефрижераторы 304
Аммиак, влияние гидростатического столба жидкости на температуру кипения 55
— производство 259
Аппараты скороморозильные бесконтактные 94
— — — горизонтально-плиточные 95
— — — вертикально-плиточные 95
— — — мембранные 96
— — — роторные 97
— — воздушные 96
— — — гравитационные 91
— — — конвейерные 90
— — — тележечные 90
— — — флюидизационные 91
— — контактные 98
Аппараты теплообменные, коэффициент теплопередачи 80
— — показатели технико-экономической эффективности 81

Батареи охлаждающие 78
Бассейны брызгальные 186, 187

Вентилирование 170
Влажность воздуха, относительная равновесная 156
Вместимость холодильника 207
Воздуховоды, расчет 174
Воздухораспределители 172
Воздухоохладители орошаемые 77
— поверхностные 75
— режимы работы 85

Градирни 187, 203, 240
Грунт, глубина замораживания 245
— состав 244
— температура замерзания 245

Депарафинизация масел 267

Зависимость Фикийна 133
Замораживание мяса, режимы 130
— овощей и фруктов 98
— скорость 130
— расчет 132, 135

Испарители 71
— интенсификация 112, 113, 114
— плотность теплового потока 74
Изоляция динамическая 122
— коэффициент теплопроводности 19
— материалы 16
— расчет зоны конденсации 20
— судовая 28
— холодильников 24

Камеры холодильные 13, 118
— — грузовой объем 208
— — математическая модель 230
— — охлаждаемый строительный объем 207
— — расчет тепловой нагрузки 142
— — системы отвода теплоты 120
Катки ледяные 270
Компрессоры, подбор 223
— узлы подключения 236
Конденсаторы воздушного охлаждения 196
— выбор 203
— — — конструкции 196
— — — коэффициент теплопередачи 201
— — — расчет 198
— испарительного охлаждения 193
— — — конструкции 196
— — — коэффициент теплопередачи 198
— — — расчет 194
Контейнеры рефрижераторные 307
Коэффициент влаговыпадения 86
— гидравлического сопротивления охлаждающих приборов 117
— коррекционный (формы) 134
— поглощения солнечной радиации 216
— сглаживания неравномерности поступления мяса в камеры 137
— скольжения фаз 117
— теплопередачи ограждений холодильника 25, 26
— теплопроводности изоляции 19
— эффективности водоохладителей 185
Кратность циркуляции 45, 113, 115
— — фреона 69
Кристаллизаторы 268

Лед естественный 272
— искусственный 273
— — время намораживания 277
— — условия намораживания 275
— сухой 284
— технологические схемы производства 287
Льдогенераторы льда блочного 280
— — снежного 282
— — трубчатого 283
— — чешуйчатого 281

Масло, влияние на работу фреоновой холодильной установки 327
— физические свойства 327
Маслоотделители 99
Метод электро-тепловой аналогии 28
— Ильинского 130
Модель математическая 225, 227

Напряжение солнечной радиации 217
Напородержатели 37
Насадка воздухораспределительная 172
— — расчет 176
— орошаемая градирни 191
Насосы центробежные, подбор 103
— — схема подключения 240

Охлаждение мяса, режимы 127, 129
Ограждения холодильников 15, 25, 27
Отделители жидкости 99
Отношение тепловлажностное 158, 162

Параметры двухфазного потока, истинные 106
— — — расходные 105
Планировки рефрижераторных судов 292
— холодильников 209
Платформы холодильников 210
Полы холодильников 15, 28

Рассолы, область применения 50
— свойства 50
Ресиверы 100
Рубашка теплозащитная 121

Системы оттаивания 56
— охлаждения авторефрижераторов 304
— — безнасосные 31

Системы охлаждения вагонов рефрижераторных 298
— — конденсаторов 183
— — насосно-циркуляционные 37
— — с промежуточным хладоносителем 46
— — трюмов рефрижераторных 294
— — фреоновые 47, 57
— — фруктохранилищ 147
Скорость скольжения фаз 106
Смесь маслофреоновая, влагосодержание 326
— — особенности циркуляции 68

Температура воздуха среднегодовая 24
— — равновесная в камерах
— замерзания рассола 51
Термосифон 250
Труба тепловая 249
Трубопроводы, прокладка 242

Увлажнение воздуха 178
Удары гидравлические 312
Усушка продуктов, расчет 158
— — растительных 145

Фотоматериалы, производство 269
Фреоны, свойства 57
— способы подвода к испарителям 61

Хладоносители 49
Холодильники, классификация 7
— многоэтажные 9; 211
— одноэтажные 9, 210

Цепь холодильная 7
Циркуляция маслофреоновой смеси 68
— хладагента 53

Экраны ледяные 181

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Глава I. Основные сведения о холодильниках для обработки и хранения пищевых продуктов . 7

Классификация холодильников . 7

Одноэтажные и многоэтажные холодильники 9

Характеристика камер холодильника 13

Глава II. Ограждающие и теплоизоляционные конструкции холодильников 15

Ограждающие конструкции холодильников 15

Назначение теплоизоляции и теплоизоляционные материалы . . . 15

Тепло- и массообмен в изоляции

Виды теплообмена в изоляции . . 18

Коэффициент теплопроводности изоляции 19

Расчет зоны конденсации в изоляции 20

Расчет и выбор изоляционных конструкций холодильников 24

Расчет судовых изоляционных конструкций 28

Глава III. Системы охлаждения 29

Классификация и общая характеристика 29

Безнасосные системы непосредственного охлаждения 31

Прямоточные системы 32

Системы с отделителем жидкости 35

Насосно-циркуляционные системы охлаждения 37

Системы с напородержателями . 37

Прямоточные системы 43

Системы с промежуточным хладоносителем 46

Основные сведения 46

Промежуточные хладоносители . 49

Преимущества и недостатки систем охлаждения с промежуточными хладоносителями . . . 52

Системы оттаивания снеговой шубы 56

Глава IV. Фреоновые системы охлаждения 57

Основные сведения о фреонах . . 57

Особенности фреоновых систем охлаждения 60

Глава V. Теплообменные аппараты, скороморозильные аппараты и вспомогательное оборудование систем охлаждения 71

Испарители 71

Воздухоохладители и охлаждающие батареи 75

Воздухоохладители 75

Охлаждающие батареи . . . 78

Основные закономерности расчета теплообменных аппаратов 78

Расчет воздухоохладителей. Режимы работы 85

Скороморозильные аппараты . . 89

Классификация и краткая характеристика 89

Конструкции скороморозильных аппаратов 89

Вспомогательное оборудование . . 99

Глава VI. Тепло-, массообмен и гидродинамика двухфазных потоков в системах охлаждения . . 105

Параметры двухфазного потока . 105

Теплообмен при двухфазном течении хладагента 110

Гидравлическое сопротивление охлаждающих приборов . . . 116

Глава VII. Камеры холодильной обработки и хранения продуктов 118

Общие сведения 118

Теплопередача в камерах . . . 119

Системы отвода теплоты в камерах 120

Классификация камер холодильной обработки мяса 124

Конструкции камер холодильной обработки мяса 126

Режимы охлаждения мяса . . . 127

Режимы замораживания мяса . . 130

Расчет процесса охлаждения мяса 132

Расчет продолжительности замораживания мяса 135

Расчет тепловой нагрузки камер поточного охлаждения и замораживания 142
Режимы холодильной обработки и хранения плодов и овощей . . 144
Влияние системы охлаждения на режим холодильной обработки плодов и овощей 146

Глава VIII. Процессы тепло- и массообмена при холодильной обработке и хранении продуктов . 151
Условия хранения, охлаждения и замораживания продуктов . . . 151
Равновесная температура воздуха в камерах 154
Равновесная относительная влажность воздуха 156
Тепловой баланс камер холодильников 157
Методы расчета усушки пищевых продуктов в камерах хранения . . 158
Методы расчета усушки продуктов, основанные на использовании тепловлажностного отношения . . 162
Зависимость усушки продуктов от процессов тепло- и массообмена в камерах холодильников . . . 165
Влияние упаковки продукта на усушку 169

Глава IX. Системы воздухораспределения 170
Классификация систем вентилирования и воздухораспределения . 170
Расчет систем воздухораспределения 173
Расчет воздуховодов с переменной скоростью истечения воздуха . . 174
Расчет насадок 176
Способы увлажнения воздуха . . 178

Глава X. Системы отвода теплоты конденсации в холодильных установках 183
Виды систем охлаждения конденсаторов и водоохладителей . . . 183
Водоохладители 184
Расчет водоохладителей . . . 184
Конструкции водоохладителей . 187
Совместная работа водоохладителей с конденсаторами . . 192
Конденсаторы испарительного охлаждения 193
Конструкции конденсаторов . 193
Расчет конденсаторов 194
Конденсаторы воздушного охлаждения 196
Конструкции конденсаторов . 196
Расчет конденсаторов . . . 198
Выбор конденсатора 202

Глава XI. Проектирование холодильников 205
Обоснование объемно-планировочных решений при проектировании 205
Определение вместимости холодильника 207
Основные планировочные решения холодильников 209
Определение тепловых нагрузок на холодильное оборудование . . 213
Подбор оборудования машинных и аппаратных отделений . . . 222
Подбор оборудования прямым способом 222
Подбор оборудования с использованием элементов математического моделирования . . . 225
Компоновка узлов холодильных установок 236
Требования к размещению оборудования 241

Глава XII. Борьба с промерзанием грунта под полами холодильников 244
Промерзание грунта 244
Виды обогрева 246

Глава XIII. Низкотемпературные тепловоды 249
Общие сведения 249
Устройство тепловодов 249
Области применения тепловодов 251
Проектирование систем с низкотемпературными тепловодами . 253

Глава XIV. Применение холодильных установок в различных отраслях народного хозяйства .
Общие сведения 257
Производство аммиака 257
Производство синтетического каучука 259
Сжижение природного газа . . 263
Получение смазочных масел из нефтепродуктов 265
Получение кристаллов из растворов 267
Производство искусственного волокна 268
Получение фотоматериалов . . . 269
Искусственные ледяные катки . . 269

Глава XV. Водный лед . . . 270
Общие сведения 272
Основы льдотехники 272
Физические основы образования льда 273
Теплопередача и льдообразование у охлаждаемых стенок . . 273
Льдогенераторы 274
Льдогенераторы 280

Льдогенераторы рассольного охлаждения 280
Льдогенераторы непосредственного хлаждения 282
Глава XVI. Сухой лед . . . 284
Общие сведения 284
ехнологнческие схемы производства жидкой углекислоты . 285
ехнологические схемы производства сухого льда 287
Глава XVII. Холодильный транспорт 291
бщие сведения 291
одный холодильный транспорт . 291
Железнодорожный холодильный ранспорт 298
втомобильный холодильный ранспорт 304
ефрижераторные контейнеры . . 307
Глава XVIII. Основы эксплуатации холодильных установок . 310
бщие положения 310
еполадки в работе холодильной становки 310
Гидравлическне удары и меры их предотвращения 312
Повышение надежности холодильных установок 314
Повышение безопасности эксплуатации холодильных установок . 316
Особенности эксплуатации насосно-циркуляционных систем . . . 319
Особенности эксплуатации фреоновых холодильных установок . 320
Методы определения и предотвращения утечек хладагента во фреоновых холодильных установках . 322
Влияние влаги и воздуха на работу фреоновых холодильных устаиовок 324
Влияние масел на работу фреоновых холодильных установок . . 327
Особенности эксплуатации малых холодильных установок 334
Приложения 335
Список рекомендуемой литературы 338
Предметный указатель 339

ИГОРЬ ГРИГОРЬЕВИЧ ЧУМАК
ВИКТОР ПАВЛОВИЧ ЧЕПУРНЕНКО
СЕРГЕЙ ГРИГОРЬЕВИЧ ЧУКЛИН

Холодильные установки

Редактор *Г. А. Гусева*. Художник *Е. Н. Сергеев*. Художественный редактор *Е. К. Селикова*. Технический редактор *Н. Н. Зиновьева*. Корректоры *М. А. Шегал, Н. П. Багма*.

ИБ № 965

Сдано в набор 16.10.80. Подписано в печать 24.04.81. Т-05141. Формат 60×90¹/₁₆. Бумага типографская № 2. Литературная гарнитура. Высокая печать. Объем 21,5 п. л. Усл. п. л. 21,5. Усл. л. кр.-от. 21,5. Уч.-изд. л. 26,57. Тираж 40 000 экз. Заказ 813. Цена 1 р.

Издательство «Легкая и пищевая промышленность», 113035, Москва, М-35, 1-й Кадашевскнй пер., д. 12.

Ярославский полиграфкомбинат Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 150014, Ярославль, ул. Свободы, 97.