

УДК 621.565(075.3)

ББК 31.392

Л32



Редактор *Г. А. Гусева*

Рецензенты: канд. техн. наук *А. А. Крайнев* (Санкт-Петербургский университет низкотемпературных и пищевых технологий), преподаватель кафедры холодильных машин *О. Б. Горавская* (Санкт-Петербургский экономико-технологический колледж)

Л32

**Лашутина Н. Г., Верхова Т. А., Суедов В. П.**

Холодильные машины и установки. — М.: КолосС, 2006. — 440 с.: ил. — (Учебники и учеб. пособия для студентов средних специальных учеб. заведений).

ISBN 5—9532—0345—4

Рассмотрены принципы получения низких температур, термодинамические основы холодильных машин, конструкции основного и вспомогательного оборудования, расчет и подбор холодильного оборудования, схемы холодильных установок, принципы планировки холодильников различного назначения. Приведены сведения по льдотехнике, холодильному транспорту и холодильным установкам, применяемым в предприятиях торговли и общественного питания. Даны рекомендации по выполнению лабораторных работ и практических занятий.

Для студентов средних специальных учебных заведений, обучающихся по специальности 1711 «Монтаж и техническая эксплуатация холодильно-компрессорных машин и установок».

УДК 621.565(075.3)

ББК 31.392

ISBN 5—9532—0345—4

© Издательство «КолосС», 2006

## ВВЕДЕНИЕ

Цель дисциплины «Холодильные машины и установки» — изучение студентами средних специальных учебных заведений принципов получения низких температур, устройства и подбора холодильного оборудования, методов определения холодопроизводительности и других параметров его работы.

*Холодильная машина* представляет собой замкнутую систему из аппаратов и устройств, предназначенных для осуществления холодильного цикла, который совершает рабочее вещество. Холодильные машины используют для охлаждения тел ниже температуры окружающей среды и для непрерывного поддержания заданной температуры в течение необходимого времени.

*Холодильная установка* включает в себя холодильную машину, трубопроводы и сооружения, необходимые для проведения технологических процессов при низких температурах (тепловая обработка, хранение и т. д.).

Холодильная техника достигла современного уровня, пройдя длительный путь развития. В середине XVIII в. У. Кулен (William Cullen) создал первый лабораторный аппарат для получения искусственного холода, но только во второй половине XIX в. машинное охлаждение приобретает промышленную основу и начинает применяться при заготовке и транспортировании скоропортящихся продуктов. Первая холодильная установка для замораживания мяса была построена в Сиднее (Австралия) в 1861 г. В 1876 г. впервые на паро-рефрижераторе с искусственным машинным охлаждением была осуществлена перевозка мяса. Первые стационарные холодильники были построены в Бостоне и Лондоне в 1881 г. В России первый искусственный холод был применен в 1888 г. на рыбных промыслах в Астрахани, и в том же году на Волге начала эксплуатироваться рефрижераторная баржа с воздушной холодильной машиной, положившая начало развитию отечественного рефрижераторного водного транспорта. В 1889 г. были смонтированы холодильные установки на пивоваренных заводах и кондитерских фабриках, в 1895 г. в Белгороде был построен первый заготовительный яичко-птичный холодильный вместилище вместимостью 250 т.

До революции холодильное хозяйство в России развивалось крайне медленно, и молодой республике в наследство досталось

небольшое число холодильников общей вместимостью 57 тыс. т, расположенных в основном в Петербурге и Москве.

Кроме того, во время Гражданской войны треть построенных предприятий выбыла из строя, остальные находились в полуразрушенном состоянии. В 1925 г. завершаются восстановление и реконструкция старых предприятий, намечается строительство новых холодильников. К началу 1941 г. холодильная вместимость по сравнению с дореволюционной увеличилась в 6,5 раза. Большой ущерб холодильному хозяйству был нанесен в годы Великой Отечественной войны. Было разрушено 95 тыс. т холодильной вместимости, восстановление которой в основном было завершено к 1947 г. В годы последующих пятилеток развернулось строительство новых холодильников с равномерным их размещением по всей стране, в том числе в сельскохозяйственных районах и промышленных центрах, что способствовало улучшению круглогодичного снабжения населения скоропортящимися продуктами. Общая вместимость холодильников в стране к 1985 г. достигла почти 8 млн т, хладообеспеченность на душу населения составила 28 кг. Общая холодопроизводительность компрессоров, установленных в машинных отделениях производственных и торговых холодильников, составляла более 7500 млн кВт. Современное холодильное оборудование обеспечивает поддержание температур в камерах замораживания и хранения соответственно  $-30...-35$  и  $-20...-25$  °С, что позволяет сократить продолжительность замораживания и потери массы продуктов при их хранении. Внедряются и совершенствуются системы автоматизации работы холодильного оборудования. Отечественное холодильное машиностроение освоило выпуск современного холодильного оборудования, в том числе одно- и двухступенчатых агрегатов с винтовыми компрессорами, унифицированных холодильных машин и агрегатов нового поколения, автоматизированных блочных машин полной заводской готовности.

В настоящее время большинство холодильных предприятий оснащается импортным холодильным оборудованием.

На молочных предприятиях применяют аккумуляторы холода, позволяющие уменьшить холодопроизводительность установок и расход энергоресурсов. С этой же целью внедряется естественный холод.

В послевоенные годы предприятия торговли и общественного питания стали интенсивно оснащаться мелкими холодильными установками (шкафами, прилавками, витринами), и в настоящее время темпы оснащения все нарастают. Отечественные заводы изготавливают 40 типов размеров торгового холодильного оборудования и 15 типов холодильных агрегатов к ним. Из года в год увеличивается выпуск бытовых холодильников. Освоено производство двухкамерных холодильников и морозильников, а также высококомфортных холодильников класса ЗИЛ-65 с принудительной циркуляцией охлаждающего воздуха.

Большой путь развития прошла и холодильная техника, используемая на рефрижераторном транспорте, который является важнейшим звеном непрерывной холодильной цепи, обеспечивающей сохранность скоропортящихся продуктов от момента производства до реализации. В настоящее время железнодорожным холодильным транспортом осуществляется около 95 % перевозок продуктов. К 1917 г. по железным дорогам 97 % скоропортящихся грузов перевозили в обычных крытых вагонах. В эксплуатации было лишь 6000 вагонов-ледников грузоподъемностью до 10 т. С 1983 г. вагоны-ледники перестали эксплуатировать, в настоящее время изотермический парк состоит из 5-вагонных секций и автоматических рефрижераторных вагонов. С 1989 г. началась эксплуатация изотермических контейнеров с машинным охлаждением и электрическим отоплением.

Двадцатые годы стали началом развития российского морского и океанического рыболовства, в связи с чем рыбопромышленный флот начали оснащать добывающими, обрабатывающими и транспортными судами с высокоэффективным холодильным оборудованием.

К 1986 г. единовременная вместимость береговых рыбных холодильников достигла 773 тыс. т, а рефрижераторных судов — 294 тыс. т с производительностью морозильных установок соответственно 4,33 и 57,15 тыс. т в сутки. Существенное развитие получил и автомобильный холодильный транспорт, используемый для внутригородских и межгородских перевозок небольших партий скоропортящихся грузов.

Искусственный холод широко применяют во всех отраслях народного хозяйства — пищевой и химической, в торговле и общественном питании, при проходке шахт и тоннелей, кондиционировании воздуха, закалке стальных изделий, в медицине, шелководстве, цветоводстве, фармацевтической промышленности и др. Это стало возможным в результате широкого развития комплексных научно-исследовательских работ в области холодильной техники, больших достижений холодильного машиностроения, совершенствования и унификации оборудования.

Вместе с тем общий уровень развития холодильной техники в нашей стране отстает от современных требований и уровня, достигнутого в развитых странах. Периоды застоя и перестройки отразились и на состоянии холодильного хозяйства, которое нуждается в коренном переоборудовании, направленном на ускорение научно-технического прогресса в этой области.

В развитии научно-технического прогресса в холодильной технике важную роль должно сыграть улучшение подготовки кадров специалистов-эксплуатационников для холодильных предприятий, чему должен способствовать настоящий учебник, так как обслуживание современных холодильных установок требует глубоких знаний физических основ холодильной техники, процессов,

происходящих в холодильной машине, и конструкций применяемого оборудования.

Материал в учебнике излагается в соответствии с программой, начиная с принципиальных схем получения низких температур и кончая рабочими схемами холодильных установок. Такое последовательное размещение материала способствует более полному усвоению его студентами. Конструкции оборудования пояснены рисунками, расчеты — числовыми примерами. Для определения параметров хладагентов включены необходимые таблицы и тепловые диаграммы. При подготовке рукописи особое внимание было уделено новым конструкциям компрессоров и аппаратов, их обозначениям и эксплуатационным особенностям в соответствии с Правилами устройства и безопасной эксплуатации холодильных систем (2004).

После каждой темы даны контрольные вопросы и рекомендации по выполнению лабораторных работ и практических занятий.

Раздел 1 написан Н. Г. Лашутиной, раздел 2 — Т. А. Верховой, раздел 3 — В. П. Суедовым. Методические указания по выполнению курсового проекта написаны Т. А. Верховой.

## Глава 1

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ  
ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

## 1.1 ПОНЯТИЕ О ТЕПЛОТЕ И ХОЛОДЕ

Физическая природа теплоты и холода одна и та же, разница состоит только в скорости движения молекул и атомов. Когда теплота отводится, движение молекул замедляется, и тело охлаждается. Если же теплота подводится, т. е. причиной нагрева и охлаждения является движение молекул, из которых состоит любое физическое тело. Охлаждение нагретого тела до температуры окружающей среды происходит самопроизвольно, естественным путем в результате отдачи теплоты в окружающую среду (воздух, вода) без применения холодильной техники. Охлаждение тела до температуры ниже температуры окружающей среды можно осуществить с помощью холодильных машин или источников безмашинного холода (например, льда).

**Температура.** Тепловое состояние физического тела характеризуется степенью его нагрева, или температурой. Международная система единиц (СИ) предусматривает для измерения температуры применение двух температурных шкал: термодинамической ( $T$ ) и Международной практической ( $t$ ). Температуры по каждой из этих шкал выражаются в градусах Кельвина (К) и в градусах Цельсия ( $^{\circ}\text{C}$ ) в зависимости от начала отсчета (положения нуля) по шкале.

Шкала Кельвина начинается с абсолютного нуля, причем единица 1 кельвин (К) определена как  $1/273,16$  часть термодинамической температуры тройной точки воды:

$$1\text{К} = \frac{T_{\text{т.т.}} - T_{\text{а.н.}}}{273,16},$$

где  $T_{\text{т.т.}}$ ,  $T_{\text{а.н.}}$  — соответственно термодинамические температуры тройной точки и абсолютного нуля, К.

Температура Кельвина обозначается латинской буквой  $T$ , разности температур также выражаются в кельвинах и обозначаются греческой буквой  $\theta$ .

Если шкала начинается с точки таяния льда, то температура измеряется по шкале Цельсия. Нулевая точка этой шкалы лежит на 273,15 К выше абсолютного нуля и на 0,01 К ниже тройной точки воды.

$$1^{\circ}\text{C} = \frac{t_{\text{т.к}} - t_{\text{т.л}}}{100},$$

где  $t_{\text{т.к}}$ ,  $t_{\text{т.л}}$  — соответственно температуры точки кипения воды и точки таяния льда при нормальном атмосферном давлении.

Один градус Цельсия ( $^{\circ}\text{C}$ ) равен по величине одному кельвину (К). Температура Цельсия обозначается буквой  $t$ . Таким образом:

$$t = T - 273,15^{\circ}\text{C} \approx T - 273^{\circ}\text{C}.$$

**Единицы количества теплоты.** В системе единиц СИ в качестве единой меры энергии всех видов и количества теплоты принят джоуль (Дж). *Джоуль* — это механическая работа силы в 1 Н при перемещении тела на расстояние в 1 м в направлении действия силы. В холодильной технике применяют килоджоуль (кДж), равный 1000 Дж.

В технике в настоящее время для измерения количества теплоты  $q$  применяют еще внесистемную тепловую единицу — килокалорию (ккал), т. е. количество теплоты, необходимое для нагревания 1 кг воды от 19,5 до 20,5  $^{\circ}\text{C}$  при нормальном атмосферном давлении:

$$1 \text{ ккал} = 4186,8 \text{ Дж} = 4,1868 \text{ кДж}.$$

Как форму энергии теплоту можно сопоставить с электрической или механической энергией:

$$1 \text{ Дж} = 1 \text{ Вт} \cdot \text{с} = 1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

**Теплоемкость.** Для нагревания одинакового количества различных физических тел одной и той же массы на одно и то же число градусов необходимо подвести различное количество теплоты. Это объясняется различной теплоемкостью тел. Теплоемкость — это отношение количества теплоты  $\Delta Q$ , сообщаемого телу, к соответствующему изменению его температуры:  $C = \Delta Q / \Delta T$ . Отношение теплоемкости  $C$  к массе тела  $m$  называют *удельной теплоемкостью*:

$$c = C / m, \text{ или } c = \Delta Q / (m \Delta T).$$

В СИ удельная теплоемкость выражается в Дж / (кг · К). Тепло-

емкость зависит от химического состава и состояния тела, процесса сообщения ему теплоты, его температуры. С понижением температуры теплоемкость в большинстве случаев уменьшается.

## 1.2. СПОСОБЫ ПОЛУЧЕНИЯ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР

**Охлаждение при фазовых превращениях веществ.** Агрегатное состояние вещества (твердое, жидкое, газообразное) зависит от внешних условий — температуры  $t$  и давления  $p$ . При определенном изменении этих условий форма связи между молекулами в теле меняется и оно переходит в другое агрегатное состояние. Переход однородного тела из одного агрегатного состояния в другое называют *фазовым превращением*.

Фазовые превращения однородных тел происходят при постоянной температуре, зависящей от внешнего давления. Для осуществления фазового превращения необходимо подводить или отводить теплоту, называемую *теплотой фазового перехода*, которая расходуется на внутреннюю работу по перегруппировке молекул тела и вызывает скачкообразное изменение плотности тела без химических изменений.

Процессы изменения агрегатного состояния тела изображены на рис. 1, а, на примере диаграммы равновесия фаз диоксида углерода. В диаграмме линия  $AB$  разделяет области твердого вещества и газа, линия  $AB$  — области твердого вещества и жидкости, линия  $AG$  — области жидкости и газа. В отдельных точках линий

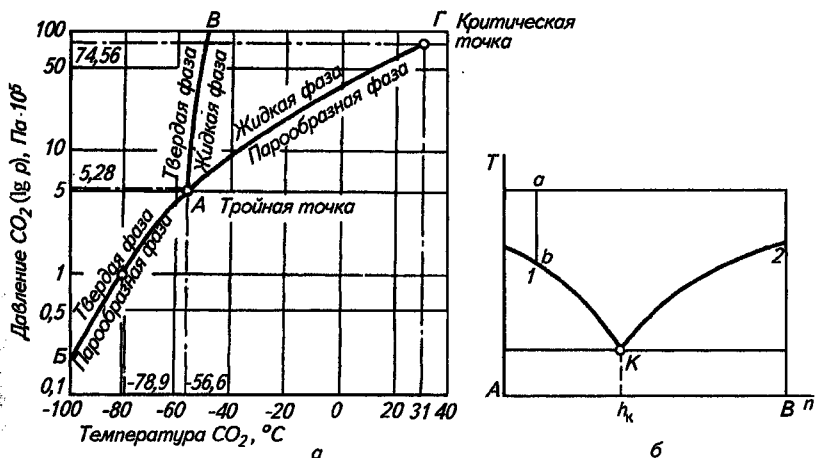


Рис. 1. Диаграмма равновесия фаз:

а — диоксида углерода; б — двойной системы компонентов  $A$  и  $B$



*АВ, АВ, АГ* тело может быть одновременно в двух фазах: твердой и газообразной, твердой и жидкой, жидкой и газообразной. В точке *А* (тройная точка) вещество может быть в трех фазах: твердой, жидкой и газообразной. Такое состояние называют *эвтектическим*. Параметры тройной точки зависят от физических свойств вещества. При  $t > t_{кр}$  (в точке *Г* — критической) остается только газообразная фаза.

Для получения холода используют такие фазовые превращения, которые протекают при низких температурах с поглощением теплоты из охлаждаемой среды: плавление, кипение, сублимация.

**П л а в л е н и е.** Переход вещества из кристаллического состояния в жидкое называют плавлением. При нагревании твердого кристаллического тела его температура плавно возрастает до определенного значения, при котором тело начинает переходить из твердого состояния в жидкое, плавиться.

Соответствующую температуру называют температурой плавления  $t_{пл}$ . Теплота, затрачиваемая на плавление 1 кг твердого вещества, называется удельной скрытой теплотой плавления  $q_{пл}$ . В холодильной технике широко используют плавление водного льда для охлаждения при  $t > 0^\circ\text{C}$ . Для получения более низких температур в лед или снег добавляют соль. Смеси готовят из веществ, которые в процессе растворения поглощают теплоту. Соль и вода образуют двойную систему. Процессы изменения состояния различных компонентов этой смеси *А* и *В* показаны на рис. 1, б в координатах температура *T* — концентрация *n*. При охлаждении раствора от точки *a* вначале его температура понижается при постоянной концентрации до точки *b*, в которой начинают образовываться кристаллы компонента *А*, плавающие в жидкости *В*. При этом температура жидкости понижается по линии *1* до точки *К*. В точке *К* начинается и заканчивается кристаллизация компонента *В*. Раствор состава *a* отличается от всех других тем, что он замерзает при постоянной температуре, наиболее низкой для данных компонентов. Эта температура называется *эвтектической*, или *криогидратной*. Наиболее распространенные смеси для охлаждения: хлорид натрия со льдом (до  $-21,2^\circ\text{C}$ ) и хлорид кальция со льдом (до  $-55^\circ\text{C}$ ). С понижением температуры плавления компонентов раствора  $t_{пл}$  уменьшается и теплота плавления охлаждающей смеси  $q_{пл}$ .

В практике для охлаждения применяют лед из эвтектических растворов, низшая температура плавления  $t_{пл}$  которого определяется эвтектической точкой. Так, например, водные растворы тиосульфата натрия ( $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3$ ) и нитраты натрия ( $\text{NaNO}_3$ ) имеют температуру замерзания  $t_3$  соответственно  $-11$  и  $-18,5^\circ\text{C}$ .

Низкие температуры можно получить при смешении льда с разведенными кислотами. Например, смесь из равных количеств 66%-ной серной кислоты ( $\text{H}_2\text{SO}_4$ ) и снега или измельченного льда

имеет  $t_3 - 37^\circ\text{C}$ . С уменьшением количества кислоты температура замерзания  $t_3$  раствора повышается.

**Кипение.** Процесс испарения насыщенной жидкости при подводе к ней теплоты с образованием пузырьков пара называют кипением. Соответствующую этому процессу температуру называют точкой или температурой кипения  $t_0$ . Температура кипения зависит от внешнего давления — давления кипения  $p_0$ . Чем больше давление кипения, тем выше и температура кипения. Количество теплоты, подведенное к 1 кг насыщенной жидкости для превращения в сухой насыщенный пар при постоянных  $t_0$  и  $p_0$ , называют *скрытой теплотой кипения* или *парообразования*  $q_{\text{п}}$ . Для охлаждения применяют жидкости, имеющие при атмосферном давлении  $p_{\text{ат}}$  низкую температуру кипения  $t_0$  и большую теплоту парообразования  $q_{\text{п}}$ ;  $t_0$  и  $q_{\text{п}}$  зависят от  $p_0$ : с увеличением его  $t_0$  повышается, а  $q_{\text{п}}$  уменьшается. Процесс кипения жидкости широко применяют в циклах паровых холодильных машин, т. е. при искусственном охлаждении.

**Сублимация.** Процесс, когда тело переходит из твердого состояния в парообразное, минуя промежуточное жидкое, называют сублимацией или возгонкой. Для охлаждения применяют сублимирующий твердый диоксид углерода или «сухой» лед. Температура сублимации «сухого» льда при  $p_{\text{ат}}$  равна  $-78,9^\circ\text{C}$ , теплота сублимации 574 кДж/кг; уменьшая давление до вакуума, можно понизить температуру сублимации «сухого» льда до  $-100^\circ\text{C}$ .

**Охлаждение путем расширения газов.** В процессе адиабатического расширения сжатого газа температура его понижается, так как внешняя работа в этом случае совершается за счет внутренней энергии газа. Связь между  $T$  и  $p$  в адиабатическом процессе для идеального газа:

$$T_2 / T_1 = (p_2 / p_1)^{(k-1) / k},$$

где  $k$  — показатель адиабаты сжатия.

Если воздух, сжатый до 9 МПа при  $t = 25^\circ\text{C}$ , адиабатически расширяется до 0,1 МПа, то при  $k = 1,4$  конечная температура  $T_2 = T_1 (p_2 / p_1)^{(k-1) / k} = 298(0,1/9)^{0,4/1,4} = 82,2 \text{ К}$  или  $t = 82,2 - 273 = -190,8^\circ\text{C}$ . Такой метод получения низких температур применяют в технике глубокого холода и в воздушных холодильных машинах.

**Охлаждение дросселированием (эффект Джоуля—Томсона).** Дросселированием называют снижение давления жидкости или газа при прохождении их через суженное отверстие (вентиль, кран). В этом процессе не совершается внешней работы, и энтальпия остается постоянной. Внутренняя энергия газа расходуется на преодоление внутреннего трения при прохождении газа через суженное отверстие. Изменение температуры реального газа при дросселировании называют *эффектом Джоуля—Томсона*. Этот эф-

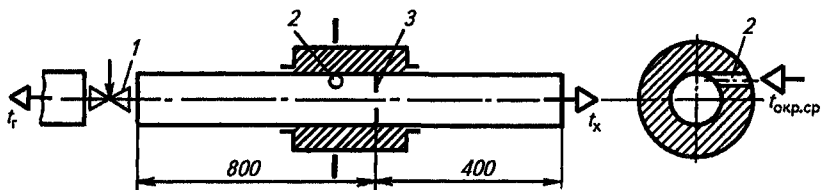


Рис. 2. Вихревая труба

фект применяют в технике глубокого охлаждения. Температура при дросселировании понижается во много раз меньше, чем при адиабатическом расширении.

**Охлаждение с помощью вихревого эффекта.** Французский инженер Ранк в 1931 г предложил использовать для охлаждения вихревой эффект, получаемый с помощью специальной «вихревой трубы» (рис. 2). Воздух, сжатый в компрессоре и охлажденный до температуры окружающей среды  $t_{окр.ср}$ , поступает к соплу 2 и после расширения выходит из него с большой скоростью, образуя свободный вихрь, в котором угловая скорость вращения мала на периферии и очень велика вблизи оси трубы. По мере движения к дроссельному вентилю 1 поток вследствие сил трения между газовыми слоями приобретает почти постоянную угловую скорость вращения, т. е. во внутренних слоях скорость уменьшается, а во внешних — возрастает. Так как в начальный момент процесса разделения газа угловая скорость вращения частиц на некотором расстоянии от оси трубы больше, чем в последующий момент, то получается избыток кинетической энергии, который передается внешним слоям, повышая их температуру; внутренние слои газа при этом охлаждаются. В итоге внешние слои газа выходят через дроссель 1 нагретыми, а внутренние слои через отверстия в диафрагме 3 — охлажденными. Опыты показывают, что при умеренных давлениях воздуха с  $t_{окр.ср}$  можно получить холодный поток с  $t_x = -10...-50^\circ\text{C}$  и горячий поток с  $t_r = 100...130^\circ\text{C}$ .

Холодильный процесс в вихревой трубе требует большого расхода электроэнергии. Преимуществами этого метода охлаждения являются конструктивная простота вихревой трубы, надежность работы и быстрота пуска. Применение его целесообразно в отдельных случаях для эпизодического кратковременного получения низких температур, особенно при наличии сети пневматических трубопроводов.

**Термоэлектрическое охлаждение.** Оно основано на явлении Пельтье (открыто в 1834 г.): при пропускании тока в цепи, состоящей из двух различных проводников, один из спаев нагревается,

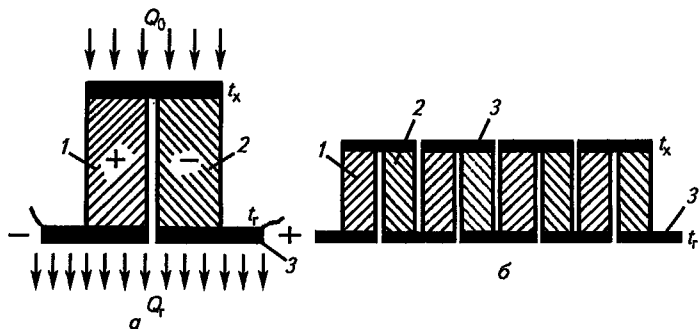


Рис. 3. Термоэлектрическое охлаждение:  
 а — полупроводниковый термоэлемент; б — термобатарея

другой — охлаждается. Поглощенное или выделенное количество теплоты пропорционально силе тока  $I$  и времени  $\tau$ :

$$Q_{\text{п}} = PI\tau,$$

где  $P$  — коэффициент Пельтье, зависящий от физических свойств применяемых материалов и температуры спаев.

Явление Пельтье получило практическое применение, когда стали известны свойства полупроводников. Для охлаждения используют термоэлементы, состоящие из двух полупроводников 1, 2, последовательно соединенных медными пластинками (спаями) 3 (рис. 3, а). Термоэлементы можно последовательно соединить в батареи (рис. 3, б). Если через термоэлемент пропустить постоянный ток, то на одном из спаев поглощается теплота  $Q_0$  и он охлаждается до  $t_x$ . На другом спае выделяется теплота  $Q_r$ , и он нагревается до  $t_r$ .

Термоэлектрическое охлаждение — сравнительно новое направление в холодильной технике. Его преимущества — бесшумность, отсутствие веществ, находящихся под давлением, компактность; недостатки — повышенный расход электроэнергии и высокая стоимость. Исследования показали перспективность этого способа для очень малых холодильных установок. Расширение области его применения связано с повышением эффективности термоэлементов и снижением их стоимости.

### 1.3. ТЕПЛОВЫЕ ДИАГРАММЫ

Для определения параметров рабочего тела при расчетах циклов холодильных машин применяют таблицы хладагентов (приложения 1—5), а также тепловые диаграммы (приложения 16—20).

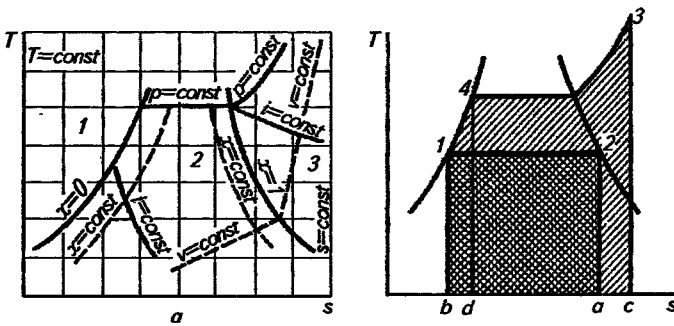


Рис. 4. Диаграмма  $s-T$

Наиболее распространенными являются диаграммы: энтропия — температура ( $s-T$ ) и энтальпия — давление ( $i-p$ ).

**Диаграмма  $s-T$ .** В диаграмме  $s-T$  по оси абсцисс откладывают значения энтропии  $s$  и проводят вертикальные линии постоянных  $s$  — адиабаты; по оси ординат откладывают значения абсолютной температуры  $T$  и проводят горизонтальные линии постоянных  $T$  — изотермы. На полученную сетку из адиабат и изотерм наносят пограничные кривые, характеризующие состояние соответственно насыщенной жидкости (паросодержание  $x = 0$ ) и сухого насыщенного пара ( $x = 1$ ). Между обеими пограничными кривыми область влажного пара 2. Пограничная кривая  $x = 0$  отделяет от области влажного пара 2 область переохлажденной жидкости 1, а кривая  $x = 1$  — область перегретого пара 3 от влажного. На диаграмме нанесены линии постоянных паросодержаний  $x$ ; постоянных давлений  $p$  — изобары; постоянных удельных объемов  $v$  — изохоры; постоянных энтальпий  $i$  — изоэнтальпы (рис. 4, а). Изобара в области влажного пара совпадает с изотермой, а в области перегретого пара круто поднимается вверх. Подведенное и отведенное ко-

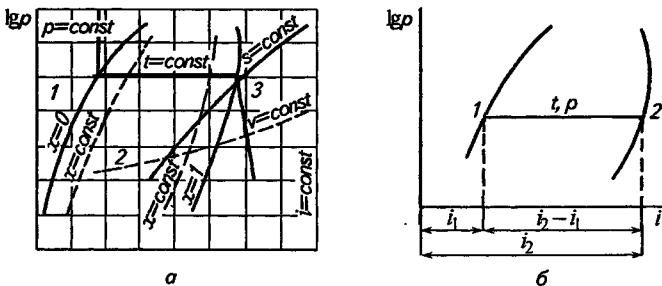


Рис. 5. Диаграмма  $i-\lg p$

личество теплоты, затраченная и полученная работы изображаются в диаграмме  $s-T$  соответствующими площадями. Теплота, подведенная к телу в изотермическом процессе  $1-2$ , соответствует площади  $1-2-a-b$ ; теплота, отведенная в изобарическом процессе  $3-4$  — площади  $3-4-d-c$  (рис. 4, б).

**Диаграмма  $i-p$ .** Сетку диаграммы составляют горизонтальные линии — изобары и вертикальные линии — изоэнтальпы (рис. 5, а). Для удобства пользования диаграммой обычно по оси ординат применяют логарифмический масштаб ( $\lg p$ ). На диаграмме нанесены линии постоянных  $t$ ,  $s$ ,  $x$  и  $v$ . Преимущество диаграммы  $i-p$  состоит в том, что теплота и работа адиабатического процесса в ней изображаются не площадями, а отрезками по оси абсцисс. Так, теплота, подведенная в изотермическом процессе  $1-2$ , равна разности энтальпий (отрезок  $1-2$ , рис. 5, б).

#### 1.4. ОБРАТНЫЙ КРУГОВОЙ ПРОЦЕСС

В соответствии со вторым законом термодинамики непрерывное искусственное охлаждение не может происходить без затраты энергии. Совокупность процессов, которые протекают при этом, называют *обратным круговым процессом*, или обратным термодинамическим циклом. В прямом круговом процессе (или прямом термодинамическом цикле) теплота переносится от горячего тела к холодному (окружающей среде); при этом совершается работа. В обратном цикле теплота переносится от холодного тела к нагретому (окружающей среде); при этом затрачивается работа.

**Холодильный цикл.** Обратный цикл, в котором теплота от охлаждаемой среды передается окружающей среде (воде или воздуху), называют *холодильным циклом*.

Рассмотрим наиболее совершенный в термодинамическом отношении обратный цикл Карно, которой осуществляется с минимальной затратой работы. Допустим, что в процессах теплообмена между рабочим телом и источниками теплоты разности температур бесконечно малы.

На рис. 6, а изображен обратный цикл Карно в диаграмме  $s-T$ . Он состоит из двух изотермических и двух адиабатических процессов. В изотермическом процессе  $4-1$  рабочему телу подводится количество теплоты  $q_0$  (площадь  $4-1-a-b$ ), отнимаемое от источника теплоты низкой температуры  $T_0$ . В адиабатическом процессе  $1-2$  рабочее тело сжимается компрессором от начального давления  $p_0$  до конечного давления  $p_k$ . При этом его температура повышается от  $T_0$  до температуры окружающей среды или источника высокой температуры  $T_k$ . На сжатие затрачивается работа. В изотермическом процессе  $2-3$  рабочее тело отдает источнику высокой температуры  $T_k$  теплоту (площадь  $2-3-b-a$ ). Чтобы рабочее тело вновь могло отнимать теплоту источника низкой

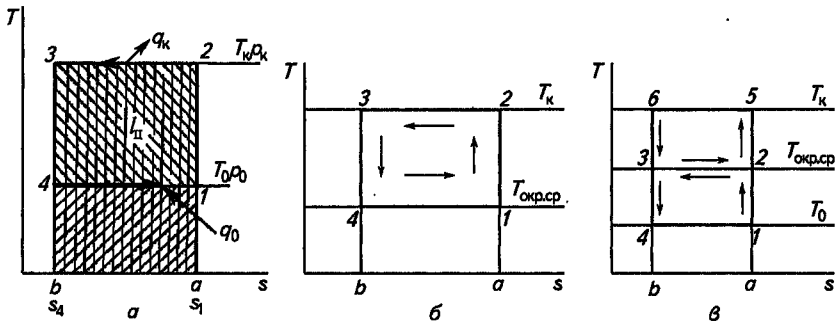


Рис. 6. Обратные циклы:

*a* — холодильный; *б* — теплонасосный; *в* — комбинированный

температуры, оно адиабатически расширяется в детандере (процесс 3—4) от давления  $p_k$  до  $p_0$ , при этом его температура снижается от  $T_k$  до  $T_0$ , а рабочее тело совершает работу  $l_p$ . Таким образом, в результате осуществления обратного цикла теплота  $q_0$  отводится от источника низкой температуры  $T_0$  и передается источнику высокой температуры  $T_k$ . Для этого затрачивается работа цикла  $l_{ц}$ , равная разности затраченной в компрессоре и полученной в детандере работ:

$$l_{ц} = l_{сж} - l_p.$$

В соответствии со вторым законом термодинамики тепловой баланс холодильной машины выражается равенством:

$$q_0 + l_{ц} = q_k. \quad (1.1)$$

Следовательно, величина  $l_{ц}$  соответствует площади 1—2—3—4, равной разности площадей 2—3—b—a, и 4—1—a—b.

Эффективность холодильного цикла оценивается *холодильным коэффициентом*  $\epsilon$  — отношением количества теплоты, отведенного от охлаждаемого источника, к затраченной работе:

$$\epsilon = q_0 / l_{ц}. \quad (1.2)$$

Подставляя значение  $l_{ц}$  из выражения (1.1), получаем:

$$\epsilon = \frac{q_0}{(q_k - q_0)} = \frac{T_0(s_1 - s_4)}{[T_k(s_1 - s_4) - T_0(s_1 - s_4)]} = \frac{T_0}{T_k - T_0}. \quad (1.3)$$

Выражение (1.3) показывает, что холодильный коэффициент цикла Карно не зависит от физических свойств рабочего тела, а

КОПИЮ

является лишь функцией температур  $T_0$  и  $T_k$ . Он тем больше, чем выше  $T_0$  и чем ниже  $T_k$ . В действительных условиях работы источником низкой температуры является охлаждаемое тело (воздух, вода, рассол, продукт, грунт и т. д.), источником высокой температуры — охлаждающая среда (вода или воздух).

Согласно выражению (1.2), чем больше холодильный коэффициент, тем меньше работы затрачивается на получение единицы холода, т. е. выше экономичность работы холодильной машины. Исходя из этого при проектировании холодильной установки необходимо стремиться к возможно наиболее высокой температуре  $T_0$  и к более низкой  $T_k$ .

Рабочее вещество холодильного цикла называют *холодильным агентом* (хладагентом).

Холодильные циклы применяют в холодильных машинах.

**Удельная массовая и объемная холодопроизводительность хладагента.** Количество теплоты, отводимое в единицу времени искусственным охлаждением, называют *холодопроизводительностью* холодильной машины  $Q_0$  (Вт).

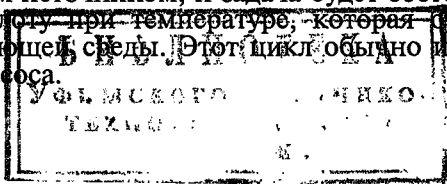
Холодопроизводительность, отнесенную к единице массы хладагента, называют его удельной массовой холодопроизводительностью  $q_0$  (кДж/кг). Удельную массовую холодопроизводительность, отнесенную к единице объема хладагента, называют объемной холодопроизводительностью хладагента  $q_v$  (кДж/м<sup>3</sup>):

$$q_v = q_0 / v,$$

где  $v$  — удельный объем сухого насыщенного или перегретого пара, м<sup>3</sup> / кг.

**Зависимость холодопроизводительности от температур кипения  $t_0$  и конденсации  $t_k$ .** Из таблиц хладагентов (см. приложения 1—5) видно, что с понижением  $t_k$  энтальпия жидкости уменьшается. С повышением  $t_0$  энтальпия сухого насыщенного пара увеличивается и уменьшается его удельный объем. Следовательно, с понижением  $t_k$  и повышением  $t_0$  холодопроизводительность хладагента возрастает, а затрата работы уменьшается. При изменении температур более резко меняется объемная холодопроизводительность.

**Цикл теплового насоса.** Всякая холодильная машина по существу является тепловым насосом, так как служит для «перекачивания» теплоты с низкого температурного потенциала на более высоких. Однако в обычном холодильном цикле теплым источником служит окружающая среда, и задача состоит в охлаждении тела до температуры более низкой, чем температура окружающей среды. Можно представить себе цикл, в котором, наоборот, окружающая среда будет холодным источником, и задача будет состоять в том, чтобы получить теплоту при температуре, которая будет выше температуры окружающей среды. Этот цикл обычно и называют циклом теплового насоса.





Цикл Карно для теплового насоса изображается в диаграмме  $s-T$  совершенно так же, как и для холодильной машины (рис. 6, б). Эффективность этого цикла оценивается отношением полученной теплоты к затраченной работе, называемым *коэффициентом преобразования* или *коэффициентом отопления*:

$$\mu = q_k / l_{ц}. \quad (1.4)$$

Коэффициент преобразования характеризует затрату работы  $l_{ц}$  на получение единицы теплоты в заданных условиях. Его можно выразить через температуры путем подстановки в выражение (1.4) вместо  $l_{ц}$  разности  $q_k - q_0$ :

$$\mu = \frac{q_k}{(q_k - q_0)} = \frac{T_k(s_a - s_b)}{[T_k(s_a - s_b) - T_{окр.сп}(s_a - s_b)]} = \frac{T_k}{T_k - T_{окр.сп}}. \quad (1.5)$$

Выражение (1.5) показывает, что чем выше температура нагреваемого тела  $T_k$  и ниже  $T_{окр.сп}$ , тем меньше коэффициент преобразования, следовательно, больше работы затрачивается на получение единицы теплоты. Из выражения (1.1) путем деления обеих частей равенства на  $l_{ц}$  получим:

$$\mu = \varepsilon + 1. \quad (1.6)$$

Цикл теплового насоса может быть использован для отопления.

**Комбинированный цикл.** Осуществляя обратный цикл, можно одновременно получить холод и теплоту. Такой цикл называется *обратным комбинированным* или *теплофикационным* (рис. 6, в). Он состоит из двух циклов: холодильного  $1-2-3-4$  и теплового насоса  $2-5-6-3$ . Обратный комбинированный цикл эффективнее двух циклов, так как в нем используется теплота на обоих температурных уровнях.

В обратном комбинированном цикле Карно в процессе  $4-1$  при температуре  $T_0$  подводится теплота  $q_0$ , соответствующая площади  $4-1-a-b$ , а в процессе  $5-6$  при температуре  $T_k$  отводится теплота  $q_k$ , соответствующая площади  $5-6-b-a$ . В цикле затрачивается работа  $l_{ц}$ , измеряемая площадью  $1-5-6-4$ .

Основание  $a-b$  площадей этих многоугольников одно и то же, и, следовательно, они пропорциональны своим высотам.

Из рис. 6, в очевидно соотношение количеств теплоты, отдаваемого в теплонасосном и получаемого в холодильном циклах:

$$q_k / q_0 = (\text{пл. } a-5-6-6) / (\text{пл. } a-1-4-6) = T_k / T_0.$$

Комбинированные циклы используют одновременно для охлаждения и отопления.

## Контрольные вопросы и задания

1. Что такое теплота и холод?
2. Какие температурные шкалы предусматривает СИ для измерения температуры? В чем их отличие?
3. Что является единицей количества теплоты?
4. Объясните, почему для нагрева 1 кг различных физических тел на одно и то же число градусов необходимо подвести различное количество теплоты.
5. Что называется фазовым превращением веществ?
6. Какие фазовые превращения веществ используют в холодильной технике?
7. Какова зависимость  $t_0$  от  $p_0$ ?
8. При каком условии можно получить для диоксида углерода температуру сублимации ниже  $-78,9^\circ\text{C}$ ?
9. Покажите, как изображаются теплота и работа для адиабатического процесса в диаграммах  $s-T$  и  $i-\lg p$ ?
10. Как определить параметры насыщенной жидкости и сухого насыщенного пара по таблицам хладагентов?
11. Какой цикл называется холодильным?
12. Что такое холодильный коэффициент?
13. Как зависит удельная массовая холодопроизводительность хладагента от  $t_0$  и  $t_k$ ?
14. Назовите области применения цикла теплового насоса.
15. В чем отличие комбинированного холодильного цикла от цикла теплового насоса?

*Практическое занятие 1. Изучение тепловых диаграмм. Определение параметров точек и построение термодинамических процессов в диаграммах  $s-T$ ,  $i-\lg p$ . Определение параметров хладагентов. Расчет цикла Карно.*

**Пример 1.** Определить параметры точек 1, 2 и количество теплоты, подведенное к 20 кг аммиака (R717) в процессе его кипения при температуре  $-20^\circ\text{C}$  (рис. 4, б, 5, б).

Параметры точек определяем по данным приложения 1 или по диаграмме  $i-\lg p$  (приложение 16) и сводим в табл. 1

**1. Таблица параметров точек процесса кипения R717 (точки 1, 2)**

Точка	$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$x$
1	-20	0,190	$1,5 \cdot 10^{-3}$	327	0
2	-20	0,190	0,62	1658	1

Количество теплоты, подведенное к 1 кг R717:

$$q = i_2 - i_1 = 1658 - 327 = 1331 \text{ кДж/кг.}$$

Количество теплоты, подведенное к 20 кг R717:

$$Q = q m = 1331 \cdot 20 = 26\,620 \text{ кДж.}$$

Параметры точек, лежащих на пограничных кривых, можно находить по таблице хладагентов (см. приложение 1). Для этого нужно знать только параметр  $t$  или  $p$  (во всех таблицах приложений указаны абсолютные давления). Например, для сухого насыщенного пара аммиака с  $t = -10^\circ\text{C}$  находим:

$$p = 0,290 \text{ МПа; } v = 0,419 \text{ м}^3/\text{кг; } i = 1671 \text{ кДж/кг.}$$

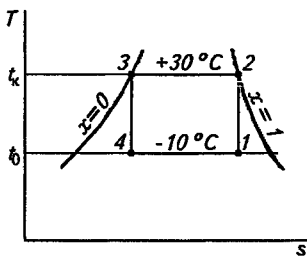


Рис. 7. К расчету обратного холодильного цикла Карно

**Пример 2.** Построить обратный холодильный цикл Карно в диаграмме  $i - \lg p$ , определить параметры точек и выполнить расчет цикла для  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ ;  $t_k = +30^\circ\text{C}$ , если рабочее тело аммиак.

Построение цикла осуществляют следующим образом (рис. 7). Проводят изотерму  $t_k = +30^\circ\text{C}$ , в точке пересечения изотермы с правой пограничной кривой будет находиться точка 2, а в точке пересечения с левой пограничной кривой — точка 3.

Из этих точек проводят линии  $s = \text{const}$  до пересечения с изотермой  $t_0 = -10^\circ\text{C}$  и ставят соответственно точки 1 и 4. Параметры точек 2 и 3, лежащих на пограничных кривых, определяют по таблице (приложение 1), а точек 1 и 4 — по диаграмме  $i - \lg p$  (приложение 16). Энтропии точек находят по диаграмме и записывают в табл. 2.

2. Таблица параметров узловых точек цикла Карно (точки 1—4)

Точка	$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$s, \text{кДж/кг} \cdot \text{R}$	$x$
1	-10	0,290	0,40	1525	8,5	0,88
2	+30	1,166	0,111	1706	8,5	1
3	+30	1,166	0,0017	561	4,7	0
4	-10	0,290	0,06	550	4,7	0,145

Пользуясь данными табл. 2, получим:

$$\begin{aligned}
 q_0 &= i_1 - i_4 = 1525 - 550 = 975 \text{ кДж/кг}; \\
 l_{\text{сж}} &= i_2 - i_1 = 1706 - 1525 = 181 \text{ кДж/кг}; \\
 q_k &= i_2 - i_3 = 1706 - 561 = 1145 \text{ кДж/кг}; \\
 l_p &= i_3 - i_4 = 561 - 550 = 11 \text{ кДж/кг}; \\
 l_{\text{ц}} &= l_{\text{сж}} - l_p = 181 - 11 = 170 \text{ кДж/кг}; \\
 \varepsilon &= q_0 / l_{\text{ц}} = 975 / 170 = 5,74.
 \end{aligned}$$

## Глава 2

### ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГЕНТЫ И ХЛАДОНОСИТЕЛИ

#### 2.1. ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГЕНТЫ

**Требования к холодильным агентам.** Требования к холодильным агентам (хладагентам) делятся на четыре группы: термодинамические, физико-химические, физиологические и экологические, экономические.

Многообразие требований, предъявляемых к хладагентам, приводит к тому, что найти универсальное вещество, отвечающее всем требованиям, невозможно, поэтому хладагент в разных случаях выбирают с учетом назначения, условий работы и конструктивных особенностей холодильной машины.

**Термодинамические требования.** 1. Объемная холодопроизводительность  $q_v$  хладагента должна быть большой, так как при боль-

ших  $q_v$  значительно уменьшаются размеры и масса компрессора вследствие малых объемов циркулирующего хладагента. Но это требование при выборе хладагента не является решающим, так как с увеличением  $q_v$  растет разность давлений в холодильной машине, что также весьма нежелательно.

2. Давление хладагента в конце сжатия не должно быть слишком высоким, так как высокие давления приводят к усложнению конструкции машины, делают ее небезопасной.

3. Давление кипения хладагента желательно иметь выше атмосферного, так как при вакууме в систему может засасываться воздух, который отрицательно влияет на работу холодильной машины.

4. Отношение давлений  $p_k/p_0$  должно быть небольшим, так как с уменьшением значений  $p_k/p_0$  уменьшается затрачиваемая работа и габариты компрессора, увеличивается его КПД.

5. Теплота парообразования должна быть большой, так как чем она больше, тем меньшая масса хладагента должна циркулировать для создания необходимой холодопроизводительности.

6. Температура затвердевания хладагента должна быть низкой, а критическая температура — высокой, так как первая ограничивает возможность достижения низких температур, а при небольших значениях второй уменьшается холодильный коэффициент.

7. Плотность и вязкость хладагента должны быть небольшими для сокращения гидравлических потерь в трубопроводах и клапанах. Кроме того, с уменьшением вязкости увеличиваются коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи, что уменьшает расход металла на теплообменные аппараты.

*Физико-химические требования.* 1. Желательно, чтобы хладагенты растворялись в воде во избежание образования ледяных пробок в дроссельных устройствах и нарушения работы системы. Кроме того, свободная вода способствует коррозии металла.

2. Важное свойство хладагентов — растворимость их в масле. Если хладагент не растворяется в масле, то оно легко отделяется от хладагента, который кипит при  $t = \text{const}$  независимо от количества масла в системе. Но на стенках теплообменных аппаратов образуется масляная пленка, ухудшающая теплопередачу, что является недостатком таких хладагентов.

Если хладагент растворяется в масле, то слой масла с теплопередающих поверхностей смывается почти полностью; это улучшает теплопередачу. Однако его трудно удалить из испарителя, что довышает температуру кипения при увеличении концентрации масла и может значительно ухудшить работу машины.

3. Хладагенты должны быть нейтральными к металлам (даже в присутствии влаги) и прокладочным материалам.

4. Они не должны быть горючими и взрывоопасными.

5. Хладагенты должны иметь легкий запах, цвет или другие свойства, позволяющие легко обнаружить утечку.

6. Они не должны разлагаться при высоких температурах.

**Физиологические и экологические требования.** Хладагенты не должны быть ядовитыми, не должны вызывать удушья и раздражения слизистых оболочек глаз, носа и дыхательных путей человека. Не должны отрицательно влиять на окружающую среду.

**Экономические требования.** Хладагенты должны быть дешевыми и недефицитными.

**Группы и обозначения хладагентов.** Все хладагенты делятся на индивидуальные вещества и смеси.

Среди индивидуальных веществ различают:

химические элементы — кислород  $O_2$ , водород  $H_2$ , гелий  $He$ , позволяющие достичь очень низких температур, поэтому их называют криогенными хладагентами;

неорганические соединения: вода  $H_2O$ , диоксид углерода (углекислый газ)  $CO_2$  и аммиак  $NH_3$ ;

органические соединения, подразделяющиеся на три категории хладагентов, обозначаемые аббревиатурой, уточняющей воздействие хладагента на окружающую среду:

1) CFC, чрезвычайно вредные для окружающей среды, поскольку их молекулы содержат атомы хлора, например R12 —  $CF_2Cl_2$ ;

2) HCFC, менее вредные для окружающей среды, так как их молекулы содержат меньшее, чем CFC, число атомов хлора, поскольку часть их замещена атомами водорода. Например, R22 —  $CHF_2Cl$ ;

3) HFC, безопасные для окружающей среды хладагенты будущего, так как их молекулы не содержат атомов хлора. Например, R134a —  $C_2H_2F_4$ .

Смеси хладагентов делятся на две группы:

зеотропные или неazeотропные, состав которых в условиях термодинамического равновесия для жидкой и паровой фаз неодинаков, поэтому при постоянном давлении их температура меняется в ходе процессов кипения или конденсации. Этим смесям присвоена серия 400 с произвольным номером для каждого хладагента внутри серии;

azeотропные смеси, состав которых в условиях термодинамического равновесия одинаков, и поэтому температуры кипения и конденсации при постоянных давлениях остаются постоянными, как и для индивидуальных веществ. Azeотропные смеси обозначают серией 500, с произвольным номером для каждого хладагента внутри серии, например хладагент R502 состоит из 48,8 % R22 и 51,2 % R115.

Различные органические соединения обозначаются серией 600 с произвольным номером для каждого хладагента. Например: R600 — бутан, R600a — изобутан. Циклические углеводороды и их производные обозначаются серией 200. Например, R290 — пропан.

Для обозначения хладагентов в России принята разработанная Международной организацией по стандартизации (ИСО) специальная система. Согласно этой системе обозначение хладагентов состоит из наименования и числа. Наименованием является буква R или слово Refrigerant (хладагент). Цифры расшифровывают в зависимости от химической формулы хладагента. Вначале записывают: для метанового ряда — 1, для этанового ряда — 11, для пропанового — 21, для бутанового — 31, а затем цифру, равную числу атомов фтора. Число атомов водорода, если они есть, прибавляют у производных метана к первой цифре, а у других производных — ко второй. Например: метан  $\text{CH}_4$  имеет обозначение R50; фтортрихлорметан  $\text{CFCl}_3$  — R11; дифтордихлорметан  $\text{CF}_2\text{Cl}_2$  — R12, этан  $\text{C}_2\text{H}_6$  — R170; трифтортрихлорэтан  $\text{C}_2\text{F}_3\text{Cl}_3$  — R113 и т. д. Хладагентам неорганического происхождения присваивают номера, равные 700 плюс их молекулярная масса. Так, аммиак и воду обозначают соответственно R717 и R718.

**Влияние хладагентов на окружающую среду. Парниковый эффект и разрушение озонового слоя.**

До 1980 г. хладагенты (хлорфторуглероды, или CFC) применялись широко в холодильной технике как безопасные и имеющие хорошие термодинамические свойства. Но после проведения исследований ученые пришли к выводу, что эти вещества оказывают вредное воздействие на окружающую среду в связи с повышением парникового эффекта и возможным разрушением озонового слоя.

Парниковый эффект позволяет поддерживать на поверхности Земли температуру, при которой возможна жизнь человека. Природный парниковый эффект является следствием того, что пары воды земной атмосферы задерживают инфракрасное излучение земной поверхности. При отсутствии парникового эффекта температура поверхности земного шара была бы ниже, чем она есть, и Земля была бы необитаемой. Парниковый эффект, т. е. удержание инфракрасного излучения в природе, происходит не только благодаря парам воды, содержащимся в воздухе, но и другим газам, в частности диоксиду углерода  $\text{CO}_2$  и хладагентам группы CFC. Наличие в атмосфере  $\text{CO}_2$  и CFC создает искусственный парниковый эффект, который добавляется к природному, обусловленному наличием паров воды. Хотя концентрация всех хлорфторуглеродов CFC в атмосфере гораздо меньше, чем концентрация  $\text{CO}_2$ , их влияние на парниковый эффект во много тысяч раз больше вследствие их очень длительного периода «жизни» в атмосфере. Например, 100 лет для R12 и 250 лет для R115, входящего в состав R502. Для сравнения хладагентов по степени их влияния на парниковый эффект введен показатель — потенциал парникового эффекта (возможности глобального потепления) за 100 лет. Этот показатель обозначают GWP (Global Warning Potential). Эмиссия в атмосферу Земли различных газов, влияющих на глобальное потепление, различна, но наиболее существенна доля

CO<sub>2</sub>. Значительная часть попадающего в атмосферу CO<sub>2</sub> выделяется на тепловых электростанциях при сжигании мазута, газа и угля. По данным ученых, вклад газов в парниковый эффект различен и составляет: CO<sub>2</sub> — 55 %; CFC — 17; HCFC — 7; N<sub>2</sub>O — 6; CH<sub>4</sub> — 15 %.

Количество CO<sub>2</sub>, выделяемое при производстве энергии, зависит от используемого топлива :

Топливо	Количество выделяемого CO <sub>2</sub> , кг
Уголь	1,12
Нефть	0,94
Газ	0,57
Ядерное топливо	0

Для более полного учета электрических и экологических факторов введен критерий Полного эквивалента глобального потепления TEWI (Total Equivalent Global Warming Impact):

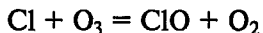
$$TEWI = GWP \cdot M + \alpha B\tau,$$

где  $M$  — масса утечек хладагента, кг;  $\alpha$  — масса CO<sub>2</sub>, выделяющегося при производстве 1 кВт · ч электроэнергии, кг/кВт · ч;  $B$  — затраты электроэнергии в течение времени эксплуатации оборудования (холодильной установки), кВт;  $\tau$  — время эксплуатации холодильного оборудования, ч.

Первое слагаемое характеризует прямой вклад хладагента в глобальное потепление.

Второе слагаемое отражает косвенное воздействие и при сроке службы холодильного оборудования 15—20 лет становится преобладающим в общей оценке, достигая 0,95...0,98 TEWI.

Возможное разрушение озонового слоя Земли связано с энергетическим ультрафиолетовым излучением Солнца. Наиболее удаленным от Земли слоем атмосферы является стратосфера, которая представляет собой шаровой слой толщиной примерно 35 км, начинающийся на высоте 15 км от поверхности Земли. В этом слое находится озон O<sub>3</sub>, который поглощает 99 % ультрафиолетового излучения Солнца и выполняет роль защитного экрана для Земли. Разрушение озонового слоя происходит следующим образом. Хлорфторуглероды CFC медленно поднимаются вверх и через 1—2 года доходят до стратосферы, где их молекулы под действием ультрафиолетового излучения распадаются с выделением атомов хлора, которые вступают в реакцию с озоном, образуя оксид хлора и молекулярный кислород:



Одна молекула хлора может вызвать разрушение многих тысяч молекул озона (от десяти до ста тысяч). Для сравнения хладагентов по степени разрушения озонового слоя введен показатель —

озоноразрушающий потенциал. Этот показатель обозначают ODP (Ozone Depletion Potential). Уменьшение озонового слоя вызывает опасность проникновения биологически активного ультрафиолетового излучения (УФ—Б) к поверхности Земли, что наиболее опасно для ДНК (дезоксирибонуклеиновая кислота) человека, так как способствует резкому увеличению заболеваемости раком кожи, поражений сетчатки глаза у людей, отрицательно влияет на биосферу. Отрицательные последствия появляются при изменении толщины слоя озона на 1 % и принимают максимальный характер при 6...10 %. Мнение ученых сводится к тому, что к разрушению озонового слоя причастны и хладагенты группы CFC, так как следы именно R11 в 1970 г. зарегистрировал английский ученый Д. Ловелок в атмосфере Земли.

В связи с этими факторами возникла необходимость в замене хладагентов категории CFC, а через некоторое время и категории HCFC экологически безопасными хладагентами.

В табл. 3 представлены данные об относительной озоноактивности (ODP) и потенциал парникового эффекта (CWP) применяемых и альтернативных хладагентов. За масштаб сравнения принят R11.

### 3. Экологические свойства хладагентов

Обозначение хладагента	Озоноразрушающий потенциал ODP	Потенциал глобального потепления GWP относительно		Обозначение хладагента	Озоноразрушающий потенциал ODP	Потенциал глобального потепления GWP относительно	
		R11	CO <sub>2</sub>			R11	CO <sub>2</sub>
<i>Озоноразрушающие вещества</i>				<i>Альтернативные вещества (природные хладагенты)</i>			
R11	1	1	1500	R717	0	0	<1
R12	1	3	4500	R290 (C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> — пропан)	0	0	—
R13	1	—	—				
R113	0,8	—	2100				
R114	1	3,9	5500	R600 (C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> — n-бутан)	0	0	3
R115	0,6	7,5	—				
R500	0,74	—	7300				
R502	0,123	3,75	4080	R600a (C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> — изобутан)	0	0	3
				R744 (CO <sub>2</sub> — диоксид углерода)	0	—	1



Обозначение хладагента	Озоноразрушающий потенциал ODP	Потенциал глобального потепления GWP относительно		Обозначение хладагента	Озоноразрушающий потенциал ODP	Потенциал глобального потепления GWP относительно	
		R11	CO <sub>2</sub>			R11	CO <sub>2</sub>
<i>Переходные вещества</i>				<i>Альтернативные вещества (галоидопроизводные хладагенты)</i>			
R22	0,05	0,34	5100	R23	0	—	12000
R123	0,02	0,02	29	R32	0	0,14	220
R124	0,022	0,10	150	R125	0	0,84	860
R141b	0,10	0,14	150	R134a	0	0,29	420
R142b	0,065	0,46	540	R143a	0	1,10	1000
				R218	0	—	15000
				R152a	0	0,03	150
				Астрон™ 12 0,05	—	—	—

**Свойства некоторых хладагентов. Аммиак.** Одним из наиболее распространенных хладагентов является аммиак R717, так как он имеет многочисленные преимущества.

По термодинамическим и теплофизическим свойствам аммиак является одним из лучших хладагентов и позволяет достичь высоких значений КПД установки. Объемная холодопроизводительность его достаточно высокая, что делает аммиачную установку более компактной по сравнению с установками, где используют другие хладагенты. Давление конденсации при обычных условиях не выше 1,18 МПа = 12 кгс/см<sup>2</sup> и только при температуре воды выше 35 °С достигает 1,5 МПа = 15,25 кгс/см<sup>2</sup>. По сравнению с галоидопроизводными углеводородами аммиак имеет более высокий коэффициент теплоотдачи, могут быть использованы трубы меньшего диаметра. Физико-химические свойства аммиака также во многом отвечают требованиям, предъявляемым к хладагентам. Аммиак:

химически нейтрален по отношению к большинству конструкционных материалов (черные металлы, алюминий, фосфористая бронза), за исключением цветных металлов (цинк, бронза, медь и ее сплавы);

неограниченно растворяется в воде, что исключает образование ледяных пробок в регулирующем вентиле. Допускается содержание влаги в аммиаке 0,2 % по массе;

не растворяется в смазочном масле;

легко обнаруживается в случае утечек, даже самых незначительных, из-за резкого запаха;

не оказывает никакого влияния на парниковый эффект и разрушение озонового слоя;

имеет самую низкую закупочную стоимость.

Кроме того, аммиачные холодильные установки дешевле с точки зрения начальных капиталовложений и затрат на последующее обслуживание.

Аммиак имеет и отрицательные качества, которые в значительной мере ограничивают его более широкое применение:

высокая температура сжатия пара на выходе из компрессора заставляет применять термически стойкие холодильные масла в течение длительного периода времени их эксплуатации. Так как аммиак не растворяется в смазочном масле, то требуется установка маслоотделителей, что усложняет схему и увеличивает стоимость холодильной машины;

в смеси с воздухом в пределах от 15...28 % (по объему) аммиак взрывоопасен;

растворение аммиака в воде и получение водных растворов сопровождается значительным выделением теплоты, что создает опасность ожога глаз в среде, насыщенной аммиаком;

аммиак имеет удушающее действие, при больших концентрациях вызывает сильное раздражение слизистой оболочки глаз и дыхательных путей, а пребывание человека в течение нескольких минут в помещении с концентрацией аммиака 0,5...1 % по объему приводит к смертельному исходу. Предельно допустимая концентрация (ПДК) аммиака в воздухе 0,02 мг/л.

*Вещества CFC, HCFC и HFC.* Характеристики и свойства этих хладагентов близки; основное их различие заключается в воздействии на окружающую среду (см. табл. 4).

Хладагенты категории CFC — это бесцветные, практически не токсичные вещества, не имеющие запаха. Они невоспламеняемы и взрывобезопасны. Но в присутствии открытого пламени или электрической дуги эти хладагенты могут разлагаться на HCl — соляную кислоту, HF — «плавиковую кислоту», которые легко обнаруживаются по резкому запаху даже при очень малых концентрациях. HF — бесцветный газ с резким запахом.

«Плавиковая кислота» очень ядовита, сильно действует на слизистую оболочку носа и горла. Попадание HF на кожу вызывает тяжелое поражение ее, так как растворяет белок и проникает внутрь тканей.

«Плавиковая кислота» и газообразный HF разрушают стекло и силикаты, так как реагируют с диоксидом кремния.

В продуктах распада содержатся и следы отравляющего вещества — фосгена.

В воде CFC практически не растворяются, поэтому содержание влаги в них не должно превышать 25 мг/кг (0,0025 % по объему). Полностью обезвоженные CFC не агрессивны по отношению к используемым конструкционным материалам, за исключением магния и алюминиевых сплавов, которые очень чувствительны даже к малейшим следам влаги.

Вещества CFC, HCFC, HFC неограниченно растворяются в смазочном масле, причем растворимость увеличивается с повышением давления и снижением температуры. Они хорошо растворяют многие органические вещества, поэтому обычная рези-

на для изготовления прокладок непригодна, а применяют специальную маслостойкую резину или материалы, изготовленные из асбеста, каучука и наполнителей — севанит или паронит. Эти хладагенты проникают через малейшие неплотности в системе, даже через поры обычного чугуна, поэтому компрессоры для них изготавливают из плотного мелкозернистого чугуна. Их термодинамические свойства ниже, чем у аммиака (см. табл. 4).

Альтернативой HFC могут стать натуральные, природные хладагенты (неорганические соединения), которые не разрушают озонового слоя и не способствуют глобальному потеплению. К этим хладагентам, как было указано, относятся углеводороды HC и их смеси (пропан, изобутан, этан), R717, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O.

Из хладагентов категории HCFC широко применяют R22. Этот хладагент не взрывоопасен, при высоких температурах неограниченно растворяется в масле (в конденсаторе), а при низких температурах имеет ограниченную растворимость, поэтому при кипении в верхней части испарителя образуется слой, богатый маслом. Легко проникает через неплотности, нейтрален к металлам, содержание влаги не должно превышать 0,0025 % по массе. Коэффициенты теплоотдачи при кипении и конденсации R22 на 25...30 %, а объемная холодопроизводительность почти на 60 % выше, чем у R12. Перспективной замены R22, так же как и R502, в настоящее время нет. Предлагаются смеси с базовым компонентом R32. Например, R32/R134a (30/70 или 25/75 % по массе) — зеотропная смесь имеет близкие с R22 термодинамические свойства, поэтому при переходе на эту смесь не потребуются вносить значительных изменений в конструкцию холодильного оборудования.

Зеотропная смесь R407 — R32/R125/R134a (30/10/60 % по массе). Есть и другие соотношения, тогда хладагенты обозначаются R407A, R407B, R407C. Наиболее приемлемой смесью является R407C (25/25/52 % по массе), и так как она менее пожароопасна, то по своим термодинамическим свойствам может заменить R22. Но поскольку пока альтернативы R22 не разработано, то он будет использоваться в развивающихся странах, в том числе и России, до 2030 г.

Хладагент R134a — это чистое вещество, изготовленное на базе этана (CH<sub>2</sub>F—CF<sub>3</sub>). Негорючий хладагент нетоксичен, но при соприкосновении с пламенем и горячими поверхностями разлагается, как и все производные углеводородов, с образованием высокотоксичных продуктов. Термодинамические и основные физико-химические свойства R134a аналогичны свойствам R12. Вследствие значительного GWP, равного 420, рекомендуется применять его в герметичных системах.

Некоторые свойства хладагентов даны в табл. 4.

#### 4. Физические свойства хладагентов

Хладагент	Химическая формула	Молекулярная масса, г/моль	Нормальная температура кипения, $t_{кип}$ , °C	Критическая температура, $t_{кр}$ , °C	Температура замерзания, $t_z$ , °C	Объемная холодопроизводительность при $t_c = +30$ °C, кДж/м <sup>3</sup>	Пределно допустимая концентрация	
							токсичность, % объема	взрываемость, % объема
<i>Неорганические соединения</i>								
R718	H <sub>2</sub> O	18,016	+100,0	+374,15	0	—	—	—
R744	CO <sub>2</sub>	44,01	-78,52	+31,0	-56,6	7750	5	—
R717	NH <sub>3</sub>	17,031	-33,35	+132,35	-77,7	2166	0,2	2
<i>Категория CFC</i>								
R11	CCl <sub>3</sub> F	137,39	+23,7	+198,0	-111	203	10	—
R12	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	120,92	-29,8	+112,0	-158	1275	10	—
R13	CClF <sub>3</sub>	104,47	-81,5	28,85	-181	2460	10	—
R113	C <sub>2</sub> Cl <sub>3</sub> F <sub>3</sub>	187,39	+47,68	214,1	-36,6	73,7	2,5	—
R114	C <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub> F <sub>4</sub>	170,93	+3,5	145,7	-94	380,42	10	—
R115	C <sub>2</sub> ClF <sub>5</sub>	154,348	-38,0	+80	-106,0	—	10	—
R500 — смесь	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub> /C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> F <sub>2</sub>	99,31	-33,5	+105,5	-158,9	—	—	—
R12/R152a								
(73,8/26,2)*			-45,6	+82,16	-160	2080	10	—
R502 — смесь	CHClF <sub>2</sub> /C <sub>2</sub> ClF <sub>5</sub>	111,64						
R22/R115								
(48,8/51,2)*								

Хладагент	Химическая формула	Молекулярная масса, г/моль	Нормальная температура кипения, $t_{кип}$ , °C	Критическая температура, $t_{кр}$ , °C	Температура замерзания, $t_z$ , °C	Объемная холодопроизводительность при $t_1 = -15^\circ\text{C}$ , $t_2 = +30^\circ\text{C}$ , кДж/м <sup>3</sup>	Предельно допустимая концентрация токсич. вещества, % объема	
							токсич. % объема	взрываемость, % объема
<i>Категории HCFC и HFC</i>								
R22	CHClF <sub>2</sub>	86,48	-40,8	+96,0	-160	2060	10	—
R23	CHF <sub>3</sub>	70,01	-82,03	+25,9	+155,2	—	10	—
R32	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	52,02	-82	+26	—	—	10	1000
R123	CHCl <sub>2</sub> -CF <sub>3</sub>	152,9	27,9	+185	-107	—	10	—
R124	CHClF- CF <sub>3</sub>	136,5	-11	+122,2	-199	—	10	—
R125	CHF <sub>2</sub> -CF <sub>3</sub>	120,02	-48,5	+66,3	-103	—	10	—
R134a	CH <sub>2</sub> F-CF <sub>3</sub>	102	-26,5	+101,5	-101	1225	10	—
R141b	CFC1 <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	116,95	31,9	+201,5	-103,5	—	10	—
R142b	C <sub>2</sub> H <sub>3</sub> F <sub>2</sub> Cl	100,48	-9,21	+137,1	-130,8	647	10	—
R22/R21/R142b- смесь (65/5/30)*	CHClF <sub>2</sub> /CHCl <sub>2</sub> F/ C <sub>2</sub> H <sub>3</sub> F <sub>2</sub> Cl	91,0	-32,8	110,9	—	625	10	—
R152a	CH <sub>3</sub> CHF <sub>2</sub>	66,0	-24,7	113,5	-117,0	—	10	—
R404A — смесь R143a/ R125/R134a (52/44/4)*	—	—	-46,0	—	—	2236	9	1000

\* Данные приведены в процентах.

### 5. Области применения хладагентов

Тип компрессоров	Традиционный хладагент	Хладагенты-заменители	Диапазон температур применения, °С	Область применения
Ротационные с вращающимся ротором	R22	R32	От -20 до -70	Холодильные установки промышленного назначения Бытовые холодильники, торговое холодильное оборудование, кондиционеры Бытовые холодильники, морозильники, торговое холодильное оборудование, кондиционеры Крупные холодильные установки промышленного назначения Крупные холодильные установки промышленного назначения, судовые холодильные установки Бытовые и транспортные кондиционеры, бытовые холодильники, холодильные установки производительностью до 50 кВт Кондиционеры, хладоносители до -100 °С Кондиционеры, холодильные установки промышленного назначения. Хладоноситель до -100 °С
	R717	Нет	» -20 » -70	
	R12	R22, R123, R134a, R142в, R152a	» +10 » -40	
	R22	R32	» +10 » -50	
	R502	R22, R152a, R143a	» 0 » -60	
	R717	Нет	» +10 » -60	
	R22	R32	» +10 » -50	
Спиральные	R22	R32		
	R11 R12	R123, R141в, R22, R123, R134a, R142в, R152a	» +20 » 0 » +10 » -40	
Центробежные	R113	R141в	» +20 » 0	
	R114	R124, R142в	» +20 » -20	
	R717	Нет	» +10 » -70	

Тип компрессоров	Традиционный хладагент	Хладагенты-заменители	Диапазон температур применения, °С	Область применения
Поршневые с возвратно-поступательным движением поршня	R12	R22, R123, R134a, R142в, R152a	От +10 до -40	Бытовые холодильники и морозильники, промышленные холодильные установки, кондиционеры, торговое оборудование, холодильное оборудование для наземного и водного транспорта
	R13	R23	» +60 » -100	Оборудование для нижнего каскада каскадных холодильных установок
	R22	R32	» +10 » -50	Торговое холодильное оборудование, морозильники, судовые холодильные установки, крупные холодильные установки, кондиционеры
	R114	R124, R142в	» +20 » -20	Установки с высокой температурой конденсации, кондиционеры; можно использовать как хладоноситель (до температуры -90 °С)
	R500	R22, R152a	» +10 » -40	Бытовые холодильники, торговое холодильное оборудование
	R502	R22, R125, R143a	» -20 » -60	Одноступенчатые холодильные установки, оснащенные конденсаторами с воздушным охлаждением, торговое холодильное оборудование
	R717	Нет	» +10 » -70	Холодильные установки промышленного назначения, крупной и средней производительности. Судовые установки

**Области применения хладагентов.** В табл. 5 приведены области применения традиционных хладагентов и их возможных заменителей в зависимости от назначения и производительности холодильных установок.

## 2.2. ХЛАДОНОСИТЕЛИ

Хладоносители — это вещества, с помощью которых теплота отводится от охлаждаемых объектов и передается хладагенту. В холодильной технике хладоносители применяются в установках, где непосредственное охлаждение с помощью хладагента нежелательно или практически невозможно.

Хладоносители должны иметь: низкую температуру замерзания  $t_3$ ; большие теплоемкость и теплопроводность; малые вязкость и плотность. Кроме того, они должны быть химически нейтральными по отношению к металлам и прокладочным материалам, безвредны и безопасны, а также иметь невысокую стоимость.

Самый доступный хладоноситель — это вода, но вследствие высокой температуры замерзания ее используют в установках кондиционирования воздуха и в технологических процессах при  $t > 0^\circ\text{C}$ . Для  $t < 0^\circ\text{C}$  применяют водные растворы солей хлорида натрия  $\text{NaCl}$ , хлорида кальция  $\text{CaCl}_2$ .

Физические свойства растворов  $\text{NaCl}$  и  $\text{CaCl}_2$  (рассолов) зависят от концентрации соли в растворе. На рис. 8 показана зависимость температуры замерзания рассола от концентрации соли. Кривые выделения льда 1 показывают, что с увеличением концентрации соли  $t_3$  уменьшается. При достижении концентрации, которая называется криогидратной или эвтектической (точка  $K$ ), раствор имеет самую низкую  $t_3$  и называется эвтектическим (легко плавящимся). Самая низкая  $t_3 = -21,2^\circ\text{C}$  при концентрации 23,1 % соли на 100 кг раствора для хлорида натрия и  $t_3 = -55^\circ\text{C}$

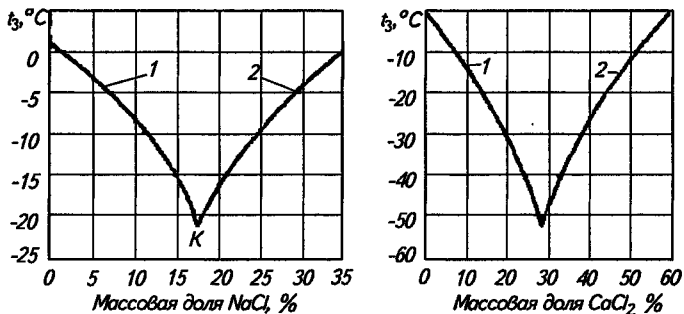


Рис. 8. Зависимость температуры замерзания рассола от концентрации соли



при концентрации 29,9 % соли на 100 кг раствора — для хлорида кальция. Кривые выделения соли 2 показывают, что с увеличением концентрации выше криогидратной  $t_3$  раствора резко повышается.

Концентрация рассола всегда должна соответствовать режиму работы установки и никогда не должна быть больше концентрации, соответствующей криогидратной точке  $K$ . При увеличении концентрации увеличивается плотность рассола и уменьшается его теплоемкость, что приводит к росту затрат электроэнергии на работу рассольного насоса. Но концентрация рассола и не должна быть низкой для предотвращения замерзания его в испарителе. Поэтому принимают  $t_3 < t_0$  на 5...8 °С.

Таким образом, при  $t_0 \geq -(16...13)$  °С применяют хлорид натрия, а при более низких  $t_0$  — хлорид кальция. Концентрацию раствора определяют по приложениям 6 и 7 в соответствии с  $t_3$ . Зная объем рассольной системы  $V_{p.c}$  (м<sup>3</sup>), концентрацию  $n$  (%) и плотность рассола  $\rho_p$  (кг/м<sup>3</sup>), можно определить количество соли, необходимое для разведения рассола; общая масса рассола  $m_p = V_{p.c} \rho_p$ ; необходимая масса соли  $m_c = m_p n / 100$ .

Технический  $\text{CaCl}_2$  представляет собой отход производства бертолетовой соли и содержит до 2 % хлорноватокислых солей, очень агрессивно действующих на сталь.

Коррозирующее действие, которое оказывают на металлы растворы, можно снизить, поддерживая концентрацию водородных ионов рН (водородный показатель) на уровне 7...10, при котором рассол не содержит активной кислоты или щелочи и является нейтральным или слабощелочным. При более низком или высоком рН коррозия ускоряется. Для поддержания рН рассола на должном уровне применяют свежегашеную известь для кислых рассолов при рН < 7 и газообразный диоксид углерода — для сильнощелочных при рН > 10. Кроме того, применяют пассиваторы (ингибиторы) (от лат. *inhibeo* — останавливаю, задерживаю). Эти вещества образуют на металлических поверхностях защитную пленку и замедляют процесс коррозии. В качестве ингибиторов используют хроматы натрия  $\text{Na}_2\text{Cr}_2\text{O}_7$ , калия  $\text{K}_2\text{Cr}_2\text{O}_7$ , бихромат натрия  $\text{Na}_2\text{Cr}_2\text{O}_7 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$  с гидроксидом натрия  $\text{NaOH}$  (каустической содой), гидрофосфат натрия  $\text{Na}_2\text{HPO}_4 \cdot 12\text{H}_2\text{O}$ . На 1 м<sup>3</sup> рассола  $\text{CaCl}_2$  расходуется 1,6 кг  $\text{Na}_2\text{Cr}_2\text{O}_7 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$  и 0,43 кг  $\text{NaOH}$ , а для рассола  $\text{NaCl}$  соответственно 3,2 кг и 0,86 кг. Для борьбы с коррозией применяют также цинковую пыль. В рассол ее нужно добавлять малыми порциями до 960 г/м<sup>3</sup>.

Для снижения энергозатрат на перемещение рассолов и увеличения объемной подачи насосов в рассолы иногда добавляют высокомолекулярные соединения — поверхностно-активные вещества (ПАВ) в количествах 0,03...0,07 %. ПАВ способствуют уменьшению потерь на трение и пропускной способности рассольных трубопроводов.

При  $t < -50$  °С в качестве хладоносителей используют органические вещества: водный раствор этиленгликоля ( $\text{HOCH}_2\text{CH}_2\text{OH}$ ) с  $t_3 = -72$  °С, R30 с  $t_3 = -96$  °С и R11 для  $t = -90 \dots -100$  °С с  $t_3 = -111$  °С, R142b с  $t_3 = -100$  °С (см. табл. 5).

Этиленгликоль — жидкость без цвета и запаха с  $t_{\text{он}} = +197,2$  °С. Для снижения коррозирующего действия этиленгликоля в раствор добавляют триэтаноламинфосфат (см. приложение 10). R30 (дихлорметан  $\text{CH}_2\text{Cl}_2$ ) представляет собой бесцветную жидкость со слабым запахом ацетона, почти не растворяется в воде, практически не действует на металлы, за исключением бронзы и латуни; в минеральных маслах растворяется в любых количествах. По физиологическому воздействию R30 стоит между R11 и хлорметаном. Опасность отравления R30 может возникнуть при его застаивании в низких местах вследствие высокой плотности этого вещества (2,74 по отношению к воздуху).

При содержании R30 в воздухе 5,1...5,3 % по объему удушье наступает через 0,5 ч. Коэффициент теплоотдачи для R30 с  $t_{\text{он}} = -40$  °С примерно в три раза выше, чем для  $\text{CaCl}_2$  с  $t_{\text{он}} = +40$  °С. Вследствие низкой температуры замерзания и малой вязкости R30 часто используют в качестве низкотемпературного хладоносителя. Недостатки его — небольшая теплоемкость, а также горючесть.

В настоящее время применяют хладоносители нового поколения, не оказывающие коррозионного воздействия на конструкционные материалы теплообменных аппаратов. Эти хладоносители разработаны под маркой «Экосол».

Основой для производства «Экосолов» служит этилкарбитол (этиловый эфир диэтиленгликоля) — малотоксичное вещество, которое производят крупные химические предприятия России. Санитарными органами страны «Экосол» разрешен к применению даже на предприятиях пищевой промышленности. Для предотвращения коррозии в состав антифризов «Экосолов» введены высокоэффективные ингибиторы и антиоксиданты. Отечественная промышленность выпускает «Экосолы» с температурой замерзания — 20, —40 и —60 °С. В холодильной технике «Экосолы» рационально применять при температурах не ниже —15 °С, что связано с резким увеличением их вязкости при более низких температурах.

В диапазоне температур  $-100 \dots +50$  °С рекомендуется использовать хладоноситель «Экофрост», основными компонентами которого служат кислородсодержащие органические вещества. Выпускают пять марок «Экофростов»: 100; 80; 60; 40; 20. Цифра в марке хладоносителя соответствует минимальной отрицательной температуре его применения. Из-за отсутствия токсичности допустим непосредственный контакт «Экофростов» с продуктами питания, что позволяет снизить температуру холодильной обработки до —90 °С.

Применение хладоносителей нового поколения позволяет повысить экологическую безопасность и увеличить срок службы холодильных установок с промежуточными хладоносителями.

Теплофизические свойства хладоносителей «Экосол» и «Экофрост» приведены в приложении 11.

Кроме жидкостей в качестве хладоносителей часто используют воздух. Он состоит из смеси азота, кислорода и водяных паров. Количество водяных паров, содержащихся в воздухе, может быть различным и характеризуется объемной влажностью воздуха  $e$  (кг/м<sup>3</sup>) или влагосодержанием воздуха  $d$  (кг/кг).

*Объемной влажностью* воздуха называется количество водяного пара в 1 м<sup>3</sup> влажного воздуха:

$$e = p_{\text{п}} / (R_{\text{п}} T),$$

где  $e$  — объемная влажность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $p_{\text{п}}$  — парциальное давление водяного пара, кПа;  $R_{\text{п}} = 0,462$ , кДж/(кг · К) — газовая постоянная водяного пара;  $T$  — абсолютная температура, К.

*Влагосодержанием* влажного воздуха называется количество водяного пара, приходящегося на 1 кг сухого воздуха:

$$d = (R_{\text{с}} / R_{\text{п}}) \cdot [p_{\text{п}} / (p_{\text{б}} - p_{\text{п}})] = 0,621 [p_{\text{п}} / (p_{\text{б}} - p_{\text{п}})].$$

Здесь  $R_{\text{с}} = 0,287$  кДж/(кг · К) — газовая постоянная сухого воздуха;  $P_{\text{б}}$  — барометрическое давление воздуха, кПа;  $P_{\text{п}}$  — парциальное давление влажного воздуха, кПа.

Предельное количество водяных паров в воздухе зависит от его температуры и давления. При повышении температуры увеличивается предел насыщения его водяными парами.

*Относительная влажность воздуха*  $\phi$  — это отношение объемной влажности воздуха  $e$  к объемной влажности насыщенного воздуха  $e''$  при той же температуре  $\phi = e / e''$ .

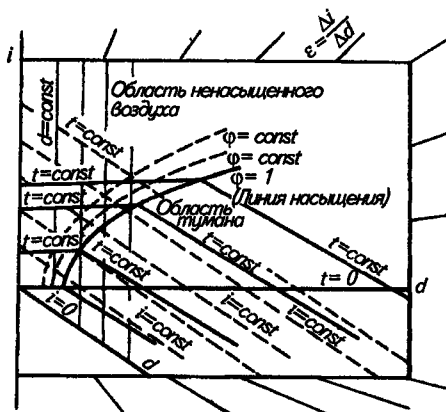


Рис. 9. Диаграмма  $d-i$  для влажного воздуха

Отношение влагосодержания воздуха  $d$  при данных условиях к влагосодержанию насыщенного воздуха  $d''$  при той же температуре называют *степенью насыщения*:

$$\psi = d/d''.$$

Температуру, при которой количество водяных паров в воздухе насыщает его полностью, называют точкой росы  $t_{т.р.}$ . При  $t < t_{т.р.}$  избыточная влага выпадает в виде росы или инея.

Энтальпией влажного воздуха  $i$  (Дж/кг) называют количество содержащейся в нем теплоты, отнесенное к 1 кг сухой его части и отсчитываемое от условной точки ( $t = 0^\circ\text{C}$ ;  $d = 0$  кг/кг):

$$i = 1,005t + (2500 + 1,89t)d,$$

где 1,005 кДж/(кг·К) — удельная теплоемкость сухого воздуха; 2500 кДж/кг — скрытая теплота испарения воды; 1,89 кДж/(кг·К) — удельная теплоемкость водяных паров.

Диаграмма  $d-i$  для влажного воздуха предложена в 1918 г. российским ученым Л. К. Рамзиным, а несколько позднее (в 1923 г.) — немецким профессором Мольте. На ней (рис. 9) нанесены в косоугольной системе координат линии постоянной энтальпии  $i = \text{const}$ , температуры  $t = \text{const}$ , влагосодержания  $d = \text{const}$  и относительной влажности  $\phi = \text{const}$ . На полях диаграммы построен в виде лучей, исходящих из начала координат ( $d = 0$  и  $t = 0$ ), угловой масштаб. На каждом луче указано отношение изменения энтальпии  $\Delta i$  к изменению влагосодержания  $\Delta d$ :

$$\epsilon = \Delta i / \Delta d.$$

Диаграмма  $d-i$  позволяет определять параметры влажного воздуха и проводить расчеты, связанные с изменением его состояния.

### Контрольные вопросы и задания

1. Перечислите вещества, используемые в качестве хладагентов.
2. Что такое природный парниковый эффект, и как он влияет на окружающую среду?
3. Что такое искусственный парниковый эффект и его влияние на окружающую среду?
4. Для чего введен критерий TEWI?
5. Для чего введен показатель ODP?
6. Отчего происходит разрушение озонового слоя Земли?
7. Каковы отрицательные последствия разрушения озонового слоя Земли?
8. Какие хладагенты относятся к группе индивидуальных веществ?
9. Какая группа хладагентов является безопасной для окружающей среды?
10. Как проявляют себя R717 и R12 по отношению к воде, маслу?

11. Что называется азеотропной смесью?
12. Назовите требования, которым должны удовлетворять хладоносители.
13. Что называется криогидратной точкой рассола?
14. Как изменяется температура замерзания рассола при увеличении концентрации до криогидратной точки и после нее?
15. Как определить концентрацию соли в растворе, если  $t = -10^\circ\text{C}$ ? Какую соль можно использовать в данном случае?
16. Как уменьшить коррозирующее действие рассола на металлы?
17. Что такое ПАВ? Для чего они применяются?
18. Как определить температуру точки росы и температуру мокрого термометра по диаграмме  $d-i$ ?
19. Какие вещества являются хладоносителями нового поколения?
20. Каковы преимущества хладоносителей нового поколения перед рассолами?

## Г л а в а 3

### ХОЛОДИЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО СЖАТИЯ

#### 3.1. ВОЗДУШНАЯ КОМПРЕССИОННАЯ ХОЛОДИЛЬНАЯ МАШИНА

В воздушной компрессионной холодильной машине хладагентом служит воздух, который сохраняет свое агрегатное состояние во всех процессах.

Воздушную холодильную машину изобрел в 1845 г. американец Гарри, использовавший охлаждающий эффект расширения сжатого воздуха. Принцип действия воздушной холодильной машины показан на рис. 10, а. Холодный воздух при атмосферном давлении  $p_0$  и температуре  $T_4$  (точка 4, рис. 10, б) поступает в охлаждаемое помещение ОП, где охлаждает окружающие предметы, отнимая от них теплоту и нагреваясь до  $T_1$  (точка 1). Затем в компрессоре Км воздух адиабатически сжимается от давления  $p_0$  до  $p_k$ , причем его температура повышается до  $T_2$  (точка 2). Из компрессора сжатый воздух нагнетается в холодильник, где охлаждается водой до температуры  $T_3$  (точка 3), после чего адиабатически расширяется в расширительном цилиндре — детандере Д до давления  $p_0$  (точка 4). В процессе расширения температура воздуха уменьшается до  $T_4$ , и он вновь поступает в охлаждаемое помещение. В диаграмме  $v-p$  (рис. 10, б) линия  $a-1$  характеризует процесс всасывания воздуха в компрессор; линии  $1-2$  — процесс сжатия;  $2-b$  — процесс нагнетания из компрессора;  $b-3$  — вход воздуха в детандер;  $3-4$  — адиабатическое расширение;  $4-a$  — выход воздуха из детандера. Работа  $l_{сж}$ , затраченная в компрессоре, соответствует площади  $a-1-2-b$ . Работа  $l_p$ , полученная в детандере, соответствует площади  $b-3-4-a$ . Разность этих работ представляет собой работу, затраченную на совершение цикла:

$$l_{ц} = l_{сж} - l_p.$$

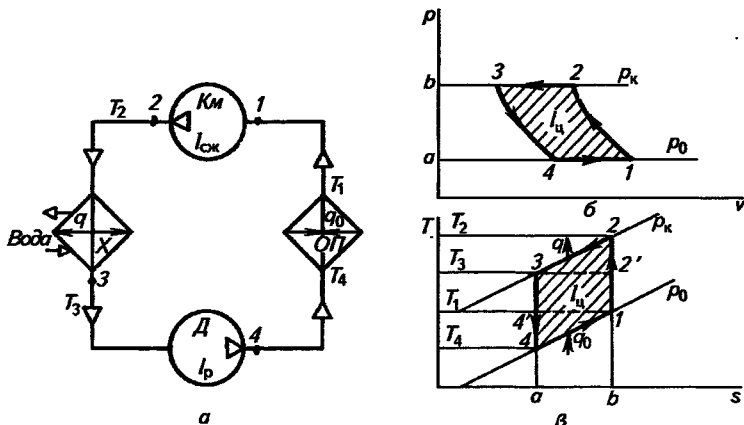


Рис. 10. Схема (а) и цикл в диаграммах  $v-p$  (б) и  $s-T$  (е) воздушной холодильной машины

В диаграмме  $s-T$  (рис. 10, е) процессы: 4—1— подвод теплоты к воздуху; 1—2— сжатие воздуха в компрессоре; 2—3— отвод теплоты от воздуха в холодильнике; 3—4— расширение воздуха в детандере.

Теплота  $q_0$ , подведенная к 1 кг воздуха, соответствует площади 4—1—b—а, или  $q_0 = i_1 - i_4$ , а так как 4—1— изобарический процесс, то  $i_1 = c_p T_1$ ; то  $i_4 = c_p T_4$  ( $c_p$  — удельная теплоемкость воздуха в изобарическом процессе), отсюда  $q_0 = c_p (T_1 - T_4)$ .

Теплота  $q$ , отведенная от 1 кг воздуха, соответствует площади 2—3—а—b, или  $q = i_2 - i_3 = c_p (T_2 - T_3)$ .

Работа  $l_{сж}$ , затраченная на сжатие, равна  $i_2 - i_1$ , или  $l_{сж} = c_p (T_2 - T_1)$ .

Работа, полученная при расширении, равна  $i_3 - i_4$ , или  $l_p = c_p (T_3 - T_4)$ .

Работа цикла соответствует площади 1—2—3—4:

$$l_{ц} = q - q_0.$$

Холодильный коэффициент цикла воздушной холодильной машины:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_{ц}} = \frac{q_0}{q - q_0} = \frac{c_p (T_1 - T_4)}{c_p (T_2 - T_3) - c_p (T_1 - T_4)} = \frac{1}{\frac{(T_2 - T_3)}{(T_1 - T_4)} - 1}.$$

Так как степени сжатия в компрессоре  $v_2/v_1$  и расширения в детандере  $v_4/v_3$  одинаковы, то из уравнения адиабаты следует:

$$T_2/T_1 = T_3/T_4 = (T_2 - T_3) / (T_1 - T_4).$$

Тогда окончательное выражение для холодильного коэффициента цикла воздушной холодильной машины:

$$\varepsilon = T_1 / (T_2 - T_1) = T_4 / (T_3 - T_4).$$

Температура  $T_3$  задается температурой охлаждающей воды, а  $T_1$  — температурой охлаждаемого помещения.

Цикл Карно в пределах  $T_1$  и  $T_3$  (1—2'—3—4', рис. 10, в) имел бы холодильный коэффициент:

$$\varepsilon_c = T_1 / (T_3 - T_1).$$

Нетрудно заметить, что  $\varepsilon_c > \varepsilon$ , так как  $(T_3 - T_1) < (T_2 - T_1)$  и, следовательно, в одинаковых условиях цикл Карно термодинамически значительно выгоднее цикла воздушной холодильной машины.

В действительном цикле экономичность воздушной машины еще меньше, чем в теоретическом, что приводит к увеличению расхода электроэнергии. Преимущества воздушной холодильной машины — безвредность и доступность хладагента (воздуха), а также компактность и небольшая масса, особенно при использовании быстроходных турбокомпрессоров (центробежных компрессоров) и турбодетандеров (расширителей).

### 3.2. ПАРОВАЯ КОМПРЕССИОННАЯ ХОЛОДИЛЬНАЯ МАШИНА С РАСШИРИТЕЛЬНЫМ ЦИЛИНДРОМ

В паровой компрессионной холодильной машине хладагент изменяет свое агрегатное состояние.

Применяя паровую компрессионную холодильную машину с расширительным цилиндром — детандером  $D$ , можно осуществить обратный цикл Карно. На рис 11, а изображена принципиальная схема такой машины. Хладагентом служит не газ, а легкокипящая жидкость. Хладагент поступает в установленный в охлаждаемом помещении испаритель  $I$ , где, отнимая от окружающей среды теплоту  $q_0$ , кипит при постоянных  $t_0$  и  $p_0$ . Образующийся пар отсасывается компрессором  $Kм$ , который поддерживает в испарителе  $I$  постоянное низкое давление, обеспечивающее низкую температуру кипения  $t_0$ , и сжимает адиабатически пар до такого давления  $p_k$ , при котором он превращается в жидкость при охлаждении окружающей средой. Далее пар конденсируется в конденсаторе  $Kд$ , отдавая теплоту  $q_k$  окружающей среде при постоянных  $p_k$  и  $t_k$ . Затем жидкий хладагент адиабатически расширяется в детандере  $D$  до давления кипения  $p_0$ , после чего он способен снова кипеть в испарителе  $I$  при низкой температуре и отнимать теплоту от охлаждаемой среды.

Теоретический процесс паровой холодильной машины, имитирующий цикл Карно (рис. 11, б), должен протекать в области влажного пара — между пограничными кривыми, так как только в этой области изобары совпадают с изотермами. Чтобы построить

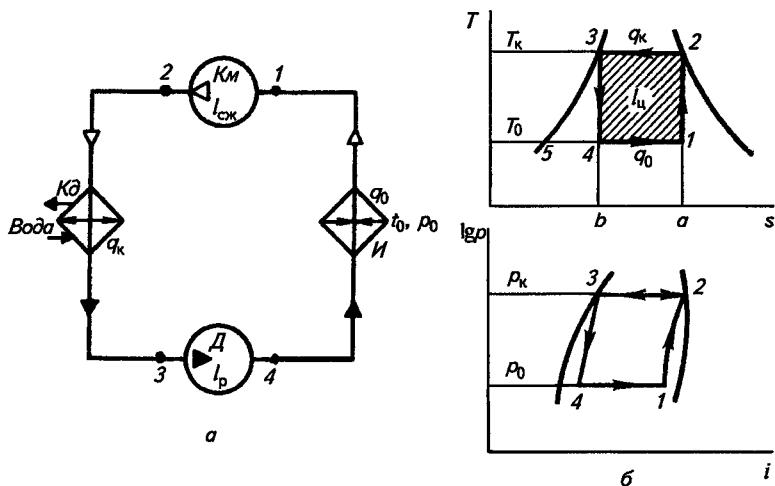


Рис. 11. Схема (а) и цикл в диаграммах  $s-T$  и  $i-lgr$  (б) паровой холодильной машины с расширительным цилиндром

теоретический цикл в диаграммах, нужно провести изотерму  $t_k$  (2-3, рис. 11, б) и из точек 2 и 3 — адиабаты (вертикальные линии) до пересечения с изотермой  $t_0$  в точках 1 и 4. Цикл Карно 1-2-3-4 характеризуется двумя изотермами (4-1 в испарителе И; 2-3 в конденсаторе КД) и двумя адиабатами (1-2 в компрессоре КМ; 3-4 в расширительном цилиндре РЦ). При этом холодопроизводительность 1 кг хладагента определяется площадью 4-1-a-b; количество теплоты  $q_k$ , отведенное от 1 кг хладагента в КД, — площадью 2-3-b-a; работа компрессора КМ —  $l_{сж}$  — площадью 1-2-3-5, расширительного цилиндра РЦ —  $l_p$  — площадью 3-4-5; работа цикла  $l_{ц}$  — площадью 1-2-3-4.

Холодильный коэффициент цикла

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_{ц}} = \frac{\text{пл. } 4-1-a-b}{\text{пл. } 1-2-3-4} = \frac{T_0(s_1 - s_4)}{(T_k - T_0)(s_1 - s_4)} = \frac{T_0}{T_k - T_0},$$

е. он равен холодильному коэффициенту цикла Карно.

### 3.3. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ ЦИКЛ ПАРОВОЙ КОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Рабочий действительный процесс паровой компрессионной холодильной машины отличается от цикла Карно: 1) детандер заменяется регулирующим вентилем (РВ); 2) жидкость перед РВ охлаждается; 3) компрессор КМ вместо влажного пара всасывает сухой пар.



1. Вследствие малого удельного объема жидкого аммиака, поступающего в детандер, размеры последнего малы, что затрудняет его конструирование и изготовление. Кроме того, работа  $l_p$ , получаемая при адиабатическом расширении жидкости, для распространённых хладагентов очень мала, а механические потери в детандере поглощают значительную часть этой работы. Поэтому детандер в паровых холодильных машинах никогда не применяют, а заменяют его регулирующим ventилем  $PB$  (рис. 12, а), простым по устройству, что позволяет легко регулировать работу холодильной машины в различных условиях ее эксплуатации. При замене детандера регулирующим ventилем процесс адиабатического расширения 3—4 заменяется необратимым процессом дросселирования, который на диаграмме  $s-T$  (рис. 12, б) показан линией постоянной энтальпии 3—4'. Процесс дросселирования приводит к потерям: 1) теряется полезная работа расширения  $l_p$ , что увеличивает работу цикла  $l_{ц} = l_{сж} = l$ ; 2) уменьшается холодопроизводительность 1 кг хладагента на  $\Delta q_0 = i_4' - i_4$  (пл. 4—4'—e—с) вследствие того, что при проходе через регулирующий ventиль работа сил трения превращается в тепло, вызывая дополнительное испарение хладагента (отрезок 4—4'), т. е. возникают дроссельные необратимые потери. Работа детандера  $Д$  составляет  $l_p = i_3 - i_4$  (пл. 3—4—5). Так как процесс дросселирования изoэнтальпический, то  $i_3 = i_4'$ , а  $l_p = i_4' - i_4 = \Delta q_0$ . Следовательно, площадь 3—4—5 равновелика площади 4—4'—e—с. Обозначив работу и холодопроизводительность в цикле Карно соответственно  $l_c$  и  $q_{0c}$ , можно написать выражение для холодильного коэффициента в цикле с регулирующим ventилем в следующем виде:

$$\epsilon_{p,v} = (q_{0c} - \Delta) / (l_c + l_p).$$

Так как числитель в приведенном выражении уменьшается, а знаменатель увеличивается по сравнению с соответствующими величинами для цикла Карно, то  $\epsilon_{p,v} < \epsilon_c$ .

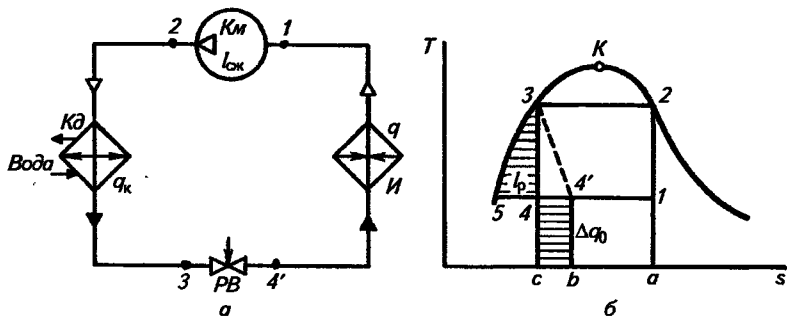


Рис. 12. Схема (а) и цикл в диаграмме  $s-T$  (б) паровой холодильной машины с регулирующим ventилем

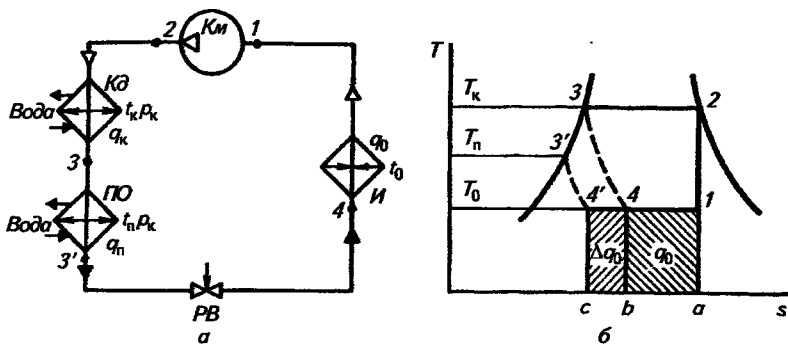


Рис. 13. Схема (а) и цикл в диаграмме  $s-T$  (б) паровой холодильной машины с охлаждением жидкости перед регулирующим вентилем

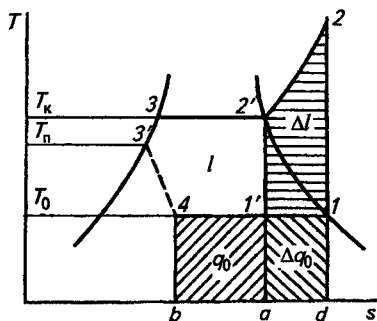
2. Перед регулирующим вентилем жидкость охлаждается до  $t_n < t_k$  при постоянном  $P_k$ . Этот процесс условно называется переохлаждением жидкости и достигается применением холодной воды в специальных аппаратах — переохладителях *ПО* (рис. 13, а). На рис. 13, б процесс переохлаждения изображен изобарой  $3-3'$ , которая в диаграмме  $s-T$  практически совпадает с левой пограничной кривой. В результате переохлаждения содержание теплоты в жидком хладагенте перед *РВ* уменьшается, а следовательно, уменьшается и бесполезное парообразование в процессе дросселирования, и без дополнительной затраты работы увеличивается холодопроизводительность 1 кг холодильного агента на величину  $\Delta q_0 = i_3 - i_3' = i_4 - i_4'$  (пл.  $4'-4-в-с$ ) и холодильный коэффициент:

$$\epsilon_{c/n} = (q_0 + \Delta q_0) / l > \epsilon_{6/n},$$

где  $\epsilon_{c/n}$ ,  $\epsilon_{6/n}$  — холодильный коэффициент циклов соответственно с переохлаждением и без переохлаждения жидкости.

3. В теоретическом цикле паровой компрессионной холодильной машины компрессор работает «влажным ходом», т. е. всасывает влажный пар и сжимает его до состояния сухого насыщенного пара. Теоретически такой режим работы является наиболее выгодным, так как позволяет осуществить обратный цикл, приближающийся к циклу Карно. В действительных условиях компрессор работает «сухим ходом», т. е. всасывает сухой насыщенный (точка 1, лежащая на пересечении изотерм  $T_0$  с правой пограничной кривой, — рис. 14) или перегретый пар, сжимает его в области перегретого пара до пересечения адиабаты сжатия  $1-2$  с изобарой конденсации, которая в этой области не совпадает с изотермой, а круто поднимается вверх. В точке 2 перегретый пар с температу-

Рис. 14. «Сухой ход» компрессора в диаграмме  $s-T$



рой перегрева  $t_{\text{пер}}$  поступает в конденсатор  $Kd$ , в котором сначала охлаждается до  $t_k$  («сбив перегрева» — процесс  $2-2'$ ), а затем конденсируется при постоянной  $t_k$  и постоянном  $p_k$  (процесс  $2'-3$ ). После конденсатора  $Kd$  жидкий хладагент переохлаждается в переохладителе  $ПО$  (процесс  $3-3'$ ) до

температуры  $t_n$  и направляется к регулирующему вентилю  $PВ$  для дросселирования от давления  $p_k$  до  $p_0$  в процессе  $3'-4$ . При этом температура холодильного агента снижается до  $t_0$ , соответствующей  $p_0$ .

«Сухой ход» компрессора можно обеспечить с помощью делителя жидкости или поддерживая небольшой перегрев пара после испарителя  $I$  ручным или автоматическим регулирующим вентиляем (ТРВ). После регулирующего вентиля хладагент в виде влажного пара (точка 4) идет в отделитель жидкости, где в результате уменьшения скорости и изменения направления движения хладагента жидкость отделяется от пара, образующегося при дросселировании, и стекает вниз. Оттуда она поступает в испаритель  $I$  и кипит при постоянной температуре  $t_0$ , соответствующей давлению  $p_0$ , отнимая теплоту  $q_0$  от охлаждаемой среды (процесс  $4'-1$ ). Образующийся влажный пар из испарителя  $I$  идет в отделитель жидкости, где жидкость, унесенная паром из испарителя  $I$ , оседает, откуда снова возвращается в испаритель  $I$ , а сухой насыщенный пар отсасывается компрессором  $Kм$ . При «сухом ходе» компрессора увеличивается холодопроизводительность на  $\Delta q_0 = i_1 - i_1'$  (пл.  $1'-1-d-a$ ), а работа цикла — на  $\Delta l$  (пл.  $1-2-2'-1'$ ), причем вследствие высокой  $t_{\text{пер}}$  относительное приращение работы  $\Delta l/l$  больше относительного прироста холодопроизводительности  $\Delta q_0/q_0$ . Холодильный коэффициент цикла с «сухим ходом»:

$$\epsilon_{\text{с.х}} = \frac{q_0 + \Delta q_0}{l + \Delta l} = \frac{q_0}{l} \left( \frac{1 + \Delta q_0 / q_0}{1 + \Delta l / l} \right),$$

где  $\epsilon_{\text{с.х}}$  — холодильный коэффициент цикла с «сухим ходом» компрессора.

Очевидно, что  $\epsilon_{\text{с.х}} < \epsilon_{\text{в.х}}$ , т. е. в теоретическом цикле переход к «сухому ходу» компрессора с термодинамической точки зрения невыгоден.

В практических условиях компрессор всасывает пар, перегретый на  $5...10^\circ\text{C}$  — для аммиака и на  $20...30^\circ\text{C}$  — для  $R12$ ,  $R134a$  и

R22. Такой большой перегрев паров R12, R134a и R22 обычно происходит в регенеративном теплообменнике за счет переохлаждения жидкости перед *РВ*. Температура пара, поступающего в компрессор, называется температурой всасывания и обозначается  $t_{вс}$ .

Схема паровой аммиачной холодильной машины и рабочий цикл ее в диаграммах  $s-T$  и  $i-lg p$  с учетом всех отмеченных изменений приведены соответственно на рис. 15, а, б, в.

Для расчета рабочего цикла машины задаются условиями работы. Параметры точек обычно определяют по диаграммам  $s-T$  или  $i-lg p$  и по таблицам хладагентов (приложения 1—5, 16—20). Приведем расчет основных параметров цикла.

1. Удельная массовая холодопроизводительность хладагента (кДж/кг)

$$q_0 = i_1 - i_4.$$

2. Работа, затраченная на адиабатическое сжатие 1 кг пара хладагента (кДж/кг)

$$l = i_2 - i_1.$$

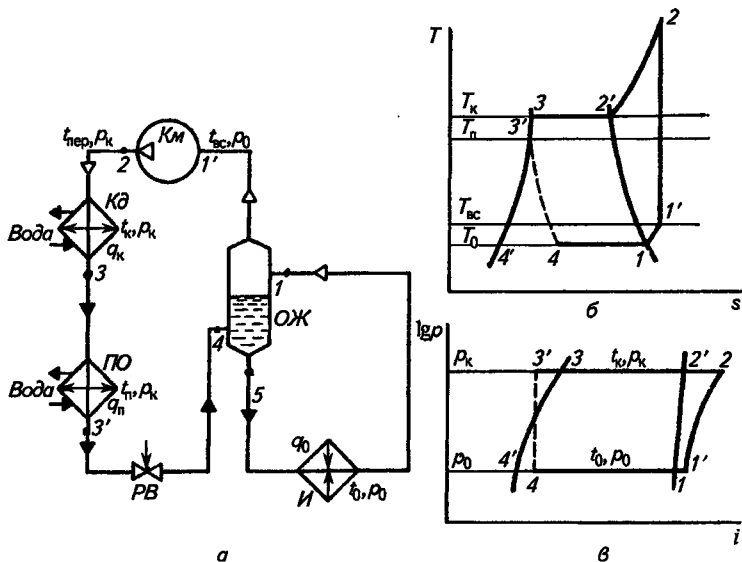


Рис. 15. Схема (а) и цикл в диаграммах  $s-T$  (б) и  $i-lg p$  (в) паровой холодильной машины с учетом всех практических изменений

3. Теплота, отведенная от 1 кг хладагента в конденсаторе (кДж/кг)

$$q_k = i_2 - i_3 .$$

4. Теплота, отведенная от 1 кг хладагента в переохладителе (кДж/кг)

$$q_{п} = i_3 - i_3' .$$

5. Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = q_0 / l .$$

Схема паровой компрессионной холодильной машины, работающей по регенеративному циклу, на R12, R134a и R22 дана на рис. 16, а. Охлаждение жидкости до  $t_{п}$  вследствие перегрева всасываемого пара осуществляется в специальном регенеративном теплообменнике  $ТО$ , по внутренним трубам которого движется жидкость из конденсатора  $Кд$ , а по межтрубному пространству — пар из испарителя  $И$ . В результате взаимного теплообмена жидкость переохлаждается, а пар перегревается.

Внутренний теплообмен в таком цикле, с одной стороны, снижает температуру перед регулирующим вентилем (точка  $3''$  вместо точки  $3'$ , рис. 16, б) и, следовательно, уменьшает дроссельные необратимые потери и увеличивает удельную холодопроизводительность хладагента на  $\Delta q_0$  (пл.  $4'-4-a-e$ ), а с другой стороны — приводит к значительному перегреву пара в процессе сжатия его компрессором (точка  $2''$  вместо  $2$ ), что увеличивает работу цикла на  $\Delta l$  (пл.  $1-1''-2''-2$ ). Такой теплообмен целесообразно

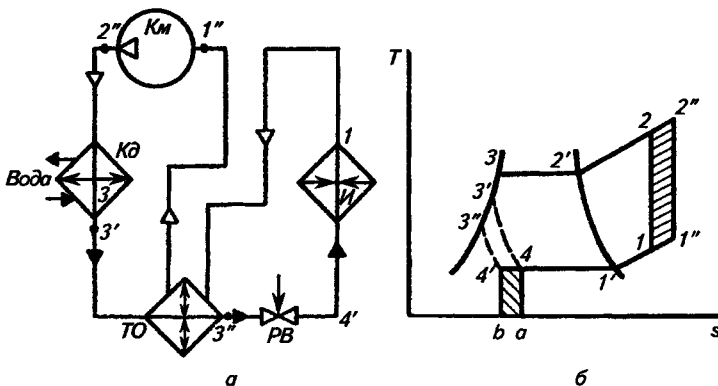


Рис. 16. Схема (а) и цикл в диаграмме  $s-T$  (б) паровой холодильной машины с регенеративным теплообменником

применять для хладагентов с небольшим отношением скрытой теплоты парообразования к удельной теплоемкости жидкости (R12, R134a и R22). Для аммиака он нецелесообразен. Более эффективен регенеративный теплообменник при большей разности температур ( $t_k - t_0$ ).

Для уменьшения потерь от перегрева, т. е. для уменьшения работы цикла, в цилиндре компрессора при «сухом» ходе предусматривается воздушное или водяное охлаждение цилиндра (охлаждающая рубашка). В аммиачных прямооточных компрессорах охлаждающие рубашки располагаются в верхней части цилиндров, что обеспечивает значительный отвод теплоты. В машинах, работающих на R12 и R134a, для более интенсивного охлаждения воздуха верхние части цилиндра выполняют ребристыми. Охлаждение цилиндра охлаждающей рубашкой не должно вызывать конденсации паров на их стенках, поэтому нужно поддерживать температуру воды, циркулирующей через рубашку, выше температуры конденсации.

Температура жидкости после теплообменника  $T_0$  в точке 3'' определяется из условия теплового баланса: количество теплоты, подведенное к пару ( $i_1'' - i_1$ ), равно количеству теплоты, отведенному от жидкости ( $i_3 - i_3''$ ), отсюда  $i_3'' = i_3 + i_1 - i_1''$ . По значению  $i_3''$  из таблиц (приложения 2—5) находим  $t_3''$ .

#### Контрольные вопросы и задания

1. Какими термодинамическими процессами характеризуются подвод и отвод теплоты в воздушной компрессионной холодильной машине?
2. Почему в одинаковых условиях цикл Карно выгоднее цикла воздушной холодильной машины?
3. Чем отличается действительный цикл паровой холодильной машины от цикла Карно?
4. Объясните, почему холодильный коэффициент в цикле с регулирующим вентилем меньше холодильного коэффициента в цикле Карно ( $\epsilon_{р,в} < \epsilon_c$ ).
5. Что называется процессом переохлаждения жидкости?
6. Объясните, почему холодильный коэффициент в цикле с переохлаждением больше холодильного коэффициента в цикле без переохлаждения ( $\epsilon_{с/п} > \epsilon_{б/п}$ ).
7. Что называют «сухим» ходом компрессора?
8. Работа каким ходом («сухим» или «влажным») компрессора термодинамически более выгодна и почему?
9. Что называют регенеративным циклом холодильной машины?
10. Для каких хладагентов термодинамически более выгодно применять регенеративные циклы?
11. Как определить температуру переохлаждения в регенеративном цикле?

*Практическое занятие 2. Построение циклов и определение параметров точек циклов паровых компрессионных одноступенчатых холодильных машин по диаграммам  $-T$  и  $i - \lg p$  и таблицам для хладагентов. Расчеты циклов для R717, R134a, R22, R404a.*

**Пример 3.** Определить параметры точек и провести расчет цикла паровой аммиачной компрессионной холодильной машины, если дано:

$$t_0 = -10^\circ\text{C}; t_k = +30^\circ\text{C}; t_n = +25^\circ\text{C}; t_{bc} = \pm 0^\circ\text{C} \text{ (см. рис. 15, б, в)}.$$

Проведем на диаграмме  $s-T$  изотерму  $t_0 = -10^\circ\text{C}$  до пересечения с правой пограничной кривой в точке 1. Точку 1' получим на пересечении изобары  $p_0 = 0,290$  МПа с изотермой  $t_{bc} = \pm 0^\circ\text{C}$ . Из точки 1' проведем вертикальную линию — адиабату до пересечения с изобарой  $p_k = 1,166$  МПа в точке 2.

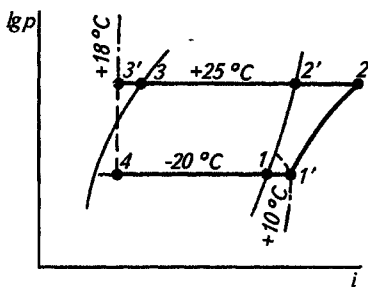
Точка 2' лежит на пересечении изотермы  $t_k = +30^\circ\text{C}$  с правой пограничной кривой, а точка 3 — с левой пограничной кривой. Точка 3' находится на левой пограничной кривой при  $t_n = +25^\circ\text{C}$ .

Из точки 3' проведем линию  $i = \text{const}$  до пересечения с  $t_0 = -10^\circ\text{C}$  и получим точку 4 (см. рис. 15, б). Пользуясь диаграммами  $s-T$  или  $i-\lg p$  и данными таблицы насыщенных паров аммиака, определим параметры точек и запишем их в табл. 6 (приложения 1 и 16).

**б. Таблица параметров точек одноступенчатого цикла для R717**

Точка	$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$s, \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	$x, \text{кг/кг}$
1	-10	0,290	0,42	1670	8,95	1
1'	$\pm 0$	0,290	0,48	1690	9,10	Перегретый пар
2	+100	1,166	0,15	1900	9,10	То же
2'	+30	1,166	0,11	1706	8,46	1
3	+30	1,166	$1,68 \cdot 10^{-3}$	561	4,68	0
3'	+25	1,166	$1,66 \cdot 10^{-3}$	536	4,60	Переохлажденная жидкость
4	-10	0,290	0,050	536	4,62	0,14

- $q_0 = i_1 - i_4 = 1670 - 536 = 1134$  кДж/кг;
- $l_n = i_2 - i_{1'} = 1900 - 1690 = 210$  кДж/кг;
- $q_k = i_2 - i_3 = 1900 - 561 = 1339$  кДж/кг;
- $q_n = i_3 - i_{3'} = 561 - 536 = 25$  кДж/кг;
- $\varepsilon = q_0 / l_n = 1134/230 = 5,4$ .



**Рис. 17.** К расчету цикла холодильной машины для R12 и R134а

**Пример 4а.** Определить параметры точек и провести расчет цикла паровой компрессионной машины, если дано:  $t_0 = -20^\circ\text{C}$ ;  $t_k = +25^\circ\text{C}$ ;  $t_{bc} = +10^\circ\text{C}$ . Хладагент R12.

Построим цикл в диаграмме  $i-\lg p$  (рис. 17) и определим параметры точек, найдя предварительно  $i_2^*$  и  $i_3^*$ , из уравнения теплового баланса теплообменника:

$$i_{1'} - i_1 = i_3^* - i_2^*.$$

По диаграмме и из таблиц (приложения 4 и 19) найдем  $i_1 = 543$  кДж/кг;  $i_{1'} = 555$  кДж/кг;  $i_3^* = 429$  кДж/кг; тогда  $i_2^* = i_3^* + i_1 - i_{1'} = 429 + 543 - 555 = 417$  кДж/кг;  $i_2^* = +18^\circ\text{C}$ .

Все значения параметров запишем в табл. 7.

7. Таблица параметров точек цикла для R12

Точка	$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$s, \text{кДж/кг} \cdot \text{К}$	$x, \text{кг/кг}$
1	-20	0,150	0,110	543	4,56	1
1'	+0	0,150	0,13	555	4,612	Перегретый пар
2	60	0,743	0,030	586	4,612	1
2'	+30	0,743	0,024	565	4,55	1
3	+30	0,743	$0,778 \cdot 10^{-3}$	429	4,1	0
3'	+18	0,743	$0,749 \cdot 10^{-3}$	417	3,7	Переохлажденная жидкость
4	-20	0,150	0,022	417	4,07	0,22

Расчет основных параметров цикла:

- $q_0 = i_1 - i_4 = 543 - 417 = 126 \text{ кДж/кг}$ ;
- $l_{\text{ц}} = i_2 - i_{1'} = 586 - 555 = 31 \text{ кДж/кг}$ ;
- $q_{\text{к}} = i_2 - i_3 = 586 - 429 = 157 \text{ кДж/кг}$ ;
- $\varepsilon = q_0 / l_{\text{ц}} = 126/31 = 4,06$ .

**Пример 46.** Сравнить параметры цикла для R134a и R12. Параметры цикла для R134a сведем в табл. 8.

8. Таблица параметров цикла для R134a (см. рис. 17, приложения 3 и 18)

Точка	$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$s, \text{кДж/кг} \cdot \text{К}$	$x, \text{кг/кг}$
1	-20	0,133	0,146	385	1,736	1
1'	$\pm 0$	0,133	0,151	400	1,80	Перегретый пар
2	+55	0,770	0,030	445	1,80	То же
2'	+30	0,770	0,026	413	1,71	1
3	+30	0,770	$0,84 \cdot 10^{-3}$	241	1,14	0
3'	+19	0,770	$0,813 \cdot 10^{-3}$	226	1,10	Переохлажденная жидкость
4	-20	0,133	0,037	226	1,18	0,28

$$i_{3'} = i_3 + i_1 - i_{1'} = 241 + 385 - 400 = 226 \text{ кДж/кг};$$

согласно  $i_{3'} = 226 \text{ кДж/кг}$   $t_{3'} = 19 ^\circ\text{C}$ .

Расчет основных параметров цикла:

- $q_0 = i_1 - i_4 = 385 - 226 = 159 \text{ кДж/кг}$ ;
- $l_{\text{ц}} = i_2 - i_{1'} = 445 - 400 = 45 \text{ кДж/кг}$ ;
- $q_{\text{к}} = i_2 - i_3 = 445 - 241 = 204 \text{ кДж/кг}$ ;
- $\varepsilon = q_0 / l_{\text{ц}} = 159/45 = 3,53$ .

Вывод: с термодинамической точки зрения цикл на R134a менее выгоден циклу на R12, так как  $\varepsilon_{\text{R134a}} < \varepsilon_{\text{R12}}$ .



## ХОЛОДИЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО СЖАТИЯ

### 4.1. МНОГОСТУПЕНЧАТОЕ СЖАТИЕ В КОМПРЕССОРЕ

При уменьшении давления кипения  $p_0$  и увеличении давления конденсации  $p_k$  компрессор будет работать с большим отношением давлений  $p_k/p_0$ . Большое значение отношения  $p_k/p_0$  приводит к уменьшению рабочих коэффициентов компрессора, значительно снижающих его экономичность, а также к увеличению дроссельных потерь в регулирующем вентиле, что вызывает уменьшение удельной холодопроизводительности хладагента. Кроме того, с увеличением  $p_k/p_0$  повышается температура в конце сжатия, что ухудшает условия смазки компрессора и может вызвать самовозгорание масла, смазывающего цилиндр. Для уменьшения отношения давлений в одном цилиндре применяют многоступенчатое сжатие хладагента в двух, трех и более последовательно соединенных цилиндрах.

Рассмотрим многоступенчатое сжатие на примере паровой компрессионной двухступенчатой машины (рис. 18, а). Пар под давлением  $p_0$  засасывается компрессором первой ступени или цилиндром низкого давления ЦНД, адиабатически сжимается в процессе  $1'-2$  (рис. 18, б, в) до промежуточного давления  $p_{пр}$  и поступает в промежуточный холодильник ПХ, где охлаждается в процессе  $2-3$  до  $t_3$ . Затем пар идет во вторую ступень или цилиндр высокого давления ЦВД и сжимается от  $p_{пр}$  до  $p_k$  в процессе  $3-4$ .

Ступени низкого давления и высокого давления могут быть выполнены в виде одного двухступенчатого компрессора или двух одноступенчатых компрессоров.

Общая затрата работы равна сумме работ обеих ступеней сжатия в диаграмме  $p-V$ , т. е. площади  $a-1'-2-3-4-c$ . Экономия работы, определяемая площадью  $2-3-4-2'$ , получена благодаря применению промежуточного охлаждения, и чем оно больше, тем больше экономия в работе. Охлаждение может быть полным и неполным. В первом случае температура пара на всасывании компрессора второй ступени соответ-

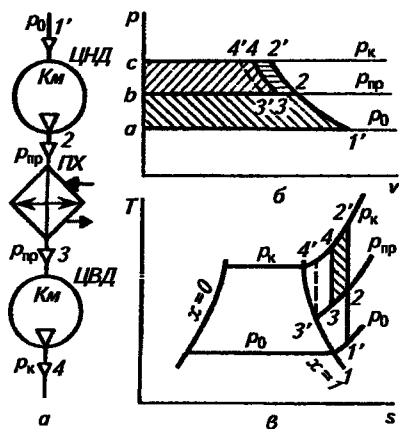


Рис. 18. Двухступенчатое сжатие

ствуется состоянию сухого насыщенного пара (точка  $3'$ ). Полное охлаждение осуществляется кипящим жидким хладагентом при давлении  $p_{\text{пр}}$ . Во втором случае пар охлаждается водой и всасывается второй ступенью в перегретом состоянии (точка  $3$ ).

На основании опытных данных установлено, что при  $p_{\text{к}}/p_0 \geq 8$  выгоднее применять двухступенчатое сжатие.

## 4.2. ЦИКЛЫ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО СЖАТИЯ

Двухступенчатое сжатие с двойным регулированием и неполным промежуточным охлаждением. Схема и цикл в диаграммах  $s-T$  и  $i-\lg p$  показаны соответственно на рис. 19, *а, б, в*. Процесс сжатия в машине происходит следующим образом. Жидкий хладагент в количестве  $m$  кг/с из конденсатора  $Kд$  поступает в переохладитель  $ПО$ , где в процессе  $5-5'$  переохлаждается. Переохлажденная жидкость дросселируется в процессе  $5'-5''$  в первом регулирующем вентиле  $PВ1$  до промежуточного давления  $p_{\text{пр}}$ . Полученный влажный пар со степенью сухости  $x_5$  поступает в промежуточный сосуд  $ПС$ , где отделяется  $mx$  сухого насыщенного пара от  $m(1-x)$  жидкости, которая дросселируется вторично в процессе  $6-6'$  и испаряется в испарителе  $И$  при  $t_0$  в процессе  $6'-1$ , отнимая теплоту  $Q_0$  от охлаждаемой среды. Образующийся пар засасывается  $ЦНД$  и сжимается (процесс  $1'-2$ ) до промежуточного давления  $p_{\text{пр}}$ . Сжатый пар с температурой перегрева  $t_2$  и давлением  $p_{\text{пр}}$  охлаждается в водяном промежуточном холодильнике  $ПХ$ . Перед входом в  $ЦВД$  пар из  $ПХ$  (состояние  $3$ ) смешивается с паром, отделенным в промежуточном сосуде  $ПС$  (состояние  $3'$ ), образуя смесь состояния  $3''$ . Таким образом, в  $ЦВД$  пар сжимается в адиабатическом процессе  $3''-4''$ , после чего поступает в конденсатор  $Kд$ , где охлаждается и конденсируется в процессе  $4''-5$ .

Итак, через разные элементы двухступенчатой машины циркулирует неодинаковое количество хладагента:  $m$  — через  $ЦВД$ ,  $Kд$ ,  $ПО$  и  $m_1$  — через  $И$  и  $ЦНД$ . При этом очевидно, что  $m_1 = m(1-x)$ . Поэтому изображение процессов двухступенчатого цикла в термодинамических диаграммах условно, так как каждый процесс, показанный в диаграмме, относится к изменению состояния 1 кг хладагента. Неполное охлаждение применяется в том случае, если температура в конце сжатия пара в  $ЦНД$  выше температуры охлаждающей воды. В этом случае экономия в работе по сравнению с одноступенчатым сжатием изображается площадью  $2-3''-4''-2'$ . В случае двухступенчатого регулирования потребляемая работа уменьшается, так как пар, образовавшийся при первом дросселировании, сразу поступает в  $ЦВД$  и не проходит через  $ЦНД$ , где нужно было бы затратить работу на его сжатие от  $p_0$  до  $p_{\text{пр}}$ .

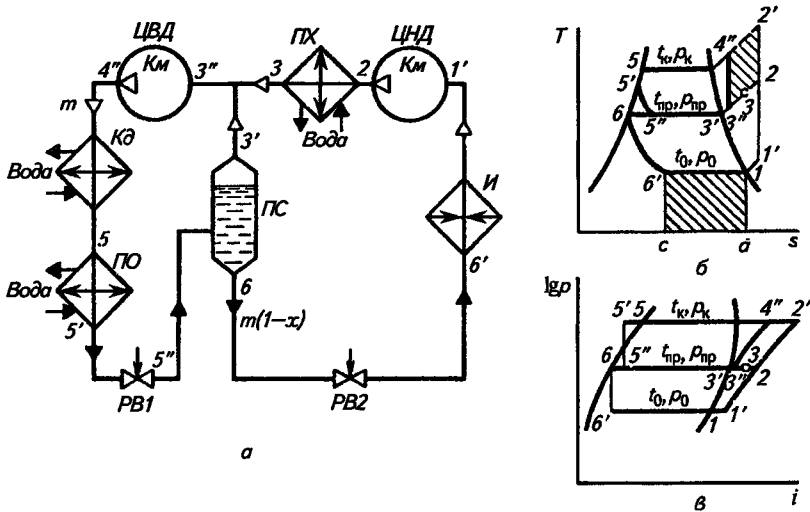


Рис. 19. Схема (а) и цикл в диаграммах  $s-T$  (б) и  $i-\lg p$  (в) холодильной машины двухступенчатого сжатия с двойным регулированием и неполным промежуточным охлаждением

Двухступенчатое сжатие с двойным регулированием и полным промежуточным охлаждением. В схеме с полным промежуточным охлаждением и одним испарителем (рис. 20, а) через регулирующий вентиль  $PB2$ , испаритель  $И$  и ЦНД проходит  $m_1$  хладагента в количестве, несколько меньшем общего количества жидкости, полученной после первого дросселирования  $m(1-x)$ , и поступает в переохладитель  $ПХ$  для охлаждения водой до состояния  $3$ , а затем — в промежуточный сосуд  $ПС$ , где охлаждается в процессе  $3-3'$  до  $t_{пр}$  за счет кипения жидкости, оставшейся в  $ПС$  (процесс  $6-3'$ ). При этом испаряется  $m'$  жидкости. Теплота, отданная паром в процессе охлаждения жидкости, равна теплоте, воспринятой жидкостью в процессе ее кипения, т. е.

$$m_1(i_3 - i_3') = m'(i_3' - i_6). \quad (4.1)$$

Из промежуточного сосуда  $ПС$  весь пар ( $m$ ) отсасывается цилиндром высокого давления, причем

$$m = mx + m' + m_1 \quad \text{или} \quad m = (m_1 + m') / (1 - x).$$

Холодопроизводительность в цикле с одним испарителем можно определить по формуле

$$Q_0 = m_1(i_1 - i_6'). \quad (4.2)$$

Двухступенчатое сжатие с полным промежуточным охлаждением по сравнению с двухступенчатым сжатием с неполным промежуточным охлаждением дает экономию в работе, изображаемую площадью  $3''-3'-4'-4''$ , а по сравнению с одноступенчатым сжатием — площадью  $2-3'-4'-2'$ .

Выбор промежуточного давления определяют при расчетах оптимальное промежуточное давление определяют из равенства отношений давлений в обеих ступенях сжатия, а следовательно, и их работ:

$$P_k / P_{np} = P_{np} / P_0.$$

Отсюда

$$P_{np} = \sqrt{P_0 P_k}. \quad (4.3)$$

На практике отношение давлений меняется с изменением температурного режима работы установки и не остается одинаковым для ступеней сжатия, поэтому промежуточное давление нельзя подсчитать по какому-либо уравнению. Для его определения пользуются графиками (рис. 21), в которых учтены особенности работы действительной холодильной машины.

Расчет теоретического цикла двухступенчатой холодильной машины с полным промежуточным охлаждением. Для расчета теоретического цикла машины задаются условиями работы и холодопроизводительностью  $Q_0$  (см. рис. 20, б, в).

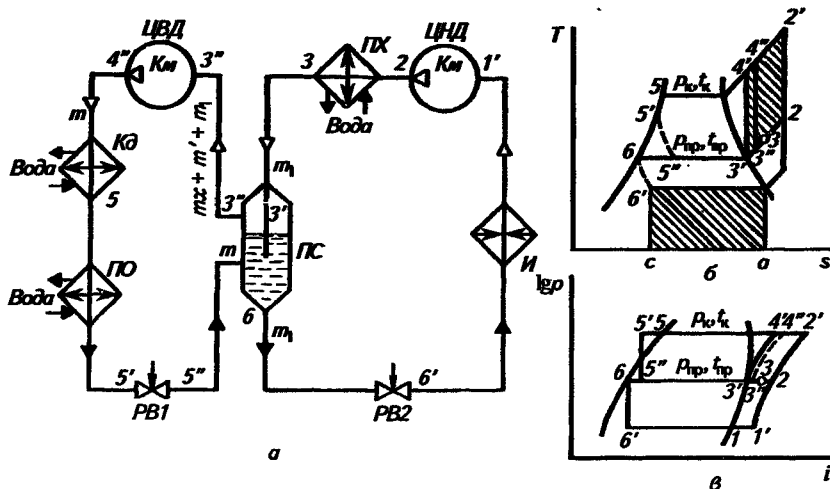
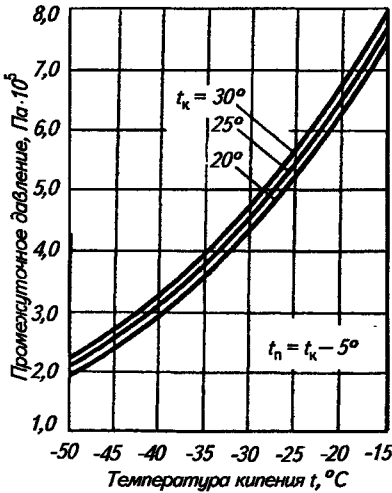


Рис. 20. Схема (а) и цикл в диаграммах  $s-T$  (б) и  $i-lgr$  (в) холодильной машины двухступенчатого сжатия с двойным регулированием и полным промежуточным охлаждением

Рис. 21. Зависимость промежуточного давления от температурного режима аммиачных двухступенчатых компрессоров



Массовый расход хладагента через ЦНД определяется из выражения (4.2):

$$m_1 = Q_0 / (i_1 - i_6);$$

массовый расход пара на полное промежуточное охлаждение — из выражения (4.1):

$$m' = m_1 (i_3 - i_3') / (i_3' - i_6);$$

массовый расход хладагента через ЦВД:

$$m(1 - x) = m_1 + m', \text{ откуда}$$

$$m = (m_1 + m') / (1 - x),$$

где  $x$  — степень сухости влажного пара в точке 5'' после первого дросселирования;

$$x = (i_{5''} - i_6) / (i_3' - i_6).$$

Теплота, отведенная от хладагента в конденсаторе

$$Q_k = m (i_4' - i_5).$$

Теплота, отведенная от холодильного агента в переохладителе

$$Q_{п} = m (i_5 - i_5').$$

Работа ЦНД

$$L_{цнд} = m_1 (i_2 - i_1').$$

Работа ЦВД

$$L_{цвд} = m (i_4' - i_3').$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = Q_0 / (L_{цнд} + L_{цвд}).$$

**Двухступенчатый цикл с теплообменником.** На практике применяют промежуточные сосуды со змеевиками или теплообменниками. Принципиальная схема и цикл в диаграмме  $i\text{--}lg p$  холодильной машины со змеевиковым промежуточным сосудом приведены соответственно на рис. 22, а, б; поток жидкого хладагента  $m$  из переохладителя  $ПО$  (состояния 5') подходит к промежуточному сосуду  $ПС$ , где делится на две части. Часть жидкости  $m_1$  направляется в змеевик промежуточного сосуда  $ПС$ , где охлаждается до  $t_{зм} = t_{пр} + (2\dots3)^\circ\text{C}$  в процессе 5'—7. Другая часть жидкости ( $m' + m''$ ) дросселируется в регулирующем вентиле  $PВ1$  до промежуточного давления  $p_{пр}$  и кипит в промежуточном сосуде  $ПС$  при этом давлении и промежуточной температуре  $t_{пр}$ , охлаждая жидкость, проходящую через змеевик промежуточного сосуда  $ПС$ , и пар, поступивший из ЦНД. Жидкость  $m_1$ , охлажденная в змеевике промежуточного сосуда  $ПС$ , дросселируется во втором регулирующем вентиле  $PВ2$  до давления  $p_0$  и температуры  $t_0$  в процессе 7—6' и направляется в испаритель  $И$ . Таким образом, основной поток жидкости не дросселируется в  $PВ1$ , а охлаждается в змеевике перед дросселированием в  $PВ2$ .

С термодинамической точки зрения этот цикл не выгоднее предыдущего, так как при охлаждении жидкости в змеевике в промежуточном сосуде  $ПС$  образуется столько же пара, сколько и в процессе дросселирования всей жидкости. Но эта схема имеет эксплуатационные преимущества: легко регулируется и автоматизируется, проста в эксплуатации, смазочное масло после ЦНД не попадает в испаритель  $И$  и не загрязняет его теплопередающей поверхностью.

Расчеты системы со змеевиковым промежуточным сосудом выполняют аналогично расчетам системы с обычным промежуточ-

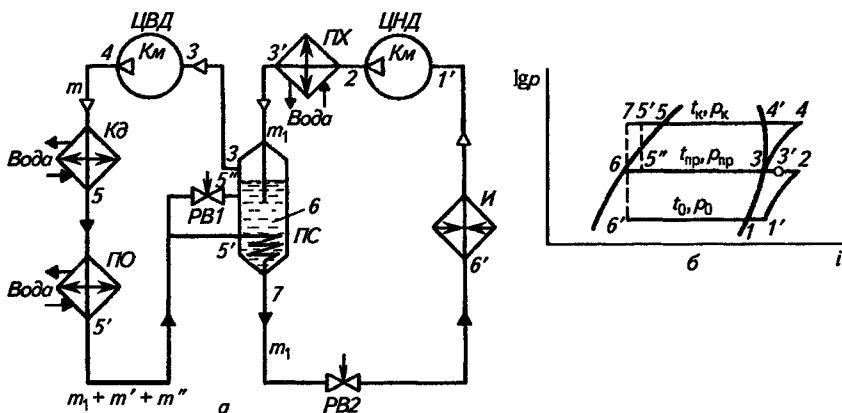


Рис. 22. Схема (а) и цикл в диаграмме  $i\text{--}lg p$  (б) холодильной машины двухступенчатого сжатия со змеевиковым промежуточным сосудом

ным сосудом, за исключением определения количества пара, засасываемого ЦВД. В промежуточный сосуд поступает  $m_1$  пара из ЦНД и  $(m' + m'')$  жидкости. После дросселирования  $(m' + m'')$  жидкости образуется  $(m' + m'')$ х пара, а жидкость расходится следующим образом:  $m'(1-x)$  — на промежуточное охлаждение  $m_1$ , кг/с пара;  $m''(1-x)$  — на охлаждение  $m_1$ , кг/с жидкости в змеевике. Таким образом

$$m'(1-x)(i_3 - i_6) = m_1(i_2 - i_3); \quad (4.4)$$

$$m''(1-x)(i_3 - i_6) = m_1(i_5 - i_7). \quad (4.5)$$

Из выражений (4.4) и (4.5) найдем  $m'$  и  $m''$ :

$$m' = m_1(i_2 - i_3) / [(i_3 - i_6)(1-x)]; \quad (4.6)$$

$$m'' = m_1(i_5 - i_7) / [(i_3 - i_6)(1-x)], \quad (4.7)$$

где  $x$  — степень сухости пара в точке 5'';

$$x = (i_{5''} - i_6) / (i_3 - i_6).$$

Подставив значения  $x$  в выражения (4.6) и (4.7), получим:

$$m' = m_1(i_2 - i_3) / (i_3 - i_{5''});$$

$$m'' = m_1(i_5 - i_7) / (i_3 - i_{5''}).$$

**Массовый расход пара  $m$  через ЦВД**

$$m = m_1 + m' + m''.$$

**Холодильная машина двухступенчатого сжатия с применением пароструйного прибора в качестве поджимающего компрессора.** На практике возможны условия, когда работа испарителей с низкой температурой кипения  $t_0$  является сезонной или эпизодической, поэтому невыгодно устанавливать сложные двухступенчатые машины. Для этого случая разработана схема двухступенчатого сжатия с пароструйными приборами вместо ступени низкого давления.

Пароструйные приборы имеют следующие преимущества: простота конструкции, надежность в эксплуатации, долговечность, герметичность, малые габариты, простота в обслуживании и ремонте, низкая стоимость. Схему и процесс машины можно понять соответственно из рис. 23, а, б.

Пар с давлением  $p_0$  (состояние  $L$ ) в количестве  $m_1$  подсасывается из испарителя  $I$  в камеру смешения пароструйного аппарата. Некоторое количество пара, отобранное после компрессора  $m_p$

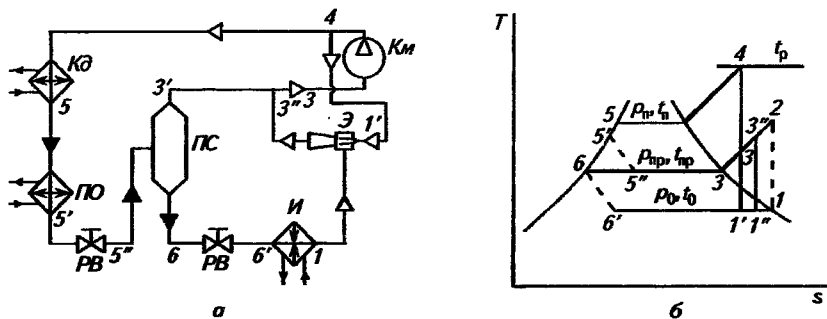


Рис. 23. Схема (а) и цикл в диаграмме  $s-T$  (б) холодильной машины с пароструйным прибором

(состояние 4), поступает в сопло эжектора Э, в котором расширяется в процессе 4—1' до давления  $p_0$ , и затем в камере смешения смешивается с паром, поступившим из испарителя И (точка смеси 1"). Выходя из сопла с большой скоростью, пар направляется в диффузор, где сжимается в процессе 1"—3". В результате действия энергии пара, сжатого компрессором, повышается давление пара, полученного в испарителе И. Пар, вышедший из эжектора Э в количестве  $m_1$ , соединяется с паром, полученным в промежуточном сосуде состояния 3', в результате чего образуется смесь (точка Э) с промежуточным давлением  $p_{пр}$ , которая сжимается в компрессоре Км в процессе 3—4 до давления конденсации  $p_k$ . После компрессора сжатый пар разделяется на два потока. Основной поток направляется в конденсатор Кд. Меньшая часть пара поступает в эжектор Э. Полученная в конденсаторе жидкость дросселируется в регулирующем вентиле РВ1 в процессе 5'—5" до давления  $p_{пр}$  и в промежуточном сосуде ПС отделяется от пара, образующегося при дросселировании. Затем жидкость дросселируется в регулирующем вентиле РВ2 до давления  $p_0$  и поступает в испаритель И, а пар смешивается с другим потоком пара, отобранным после компрессора Км.

Таким образом, при работе с пароструйным прибором (рис. 24) повышается давление при всасывании, что ликвидирует вакуум в компрессоре и увеличивает его холодопроизводительность. Прибор состоит из приемной камеры 1, к которой приварены патрубок 5, фланец 2 и корпус сальника 8. К фланцу 2 болтами прикреплен другой фланец, к которому приварена цилиндрическая камера смешения 3, имеющая конический входной участок. К смесительной камере 3 приварен диффузор 4 с фланцем на конце. Рабочее сопло 6 ввинчено на резьбе в корпус сальника 8 и уплотнено в нем сальниковой набивкой 9 и подвижной буксой 7. Все детали изготовлены из стали.



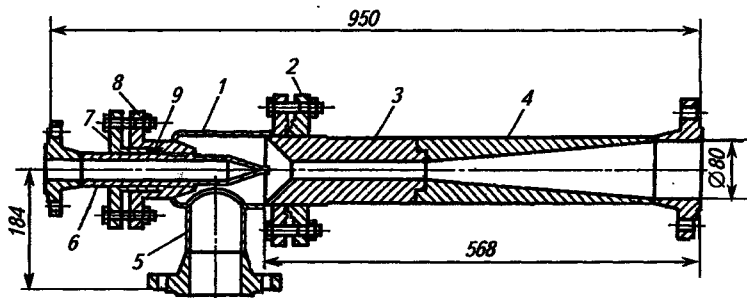


Рис. 24. Пароструйный прибор

**Расчет цикла с пароструйным прибором.** Основным показателем, характеризующим работу пароструйного прибора, является коэффициент инжекции  $u$ , определяющий количество пара, отсасываемого из испарителя, приходящееся на 1 кг рабочего пара,

$$u = m_n / m_p = m_n / (m_1 - m_n),$$

где  $m_n$  — массовый расход эжектируемого пара, кг/с;  $m_p$  — массовый расход рабочего пара, кг/с;  $m_1$  — общий массовый расход пара, вышедшего из пароструйного прибора, кг/с.

При расчете цикла задаются следующие величины:  $P_k$ ,  $t_p$ ,  $P_{пр}$ . Пользуясь диаграммой  $i$ — $\lg p$ , можно определить:

- 1)  $\Delta i_1 = i_4 - i_1'$ ;
- 2)  $\Delta i_2 = i_2 - i_1' = i_3'' - i_1''$ ;
- 3) коэффициент инжекции

$$u = a\sqrt{\Delta i_1 / \Delta i_2} - 1,$$

где  $a = 0,84$  — коэффициент, учитывающий потери скоростей рабочего пара по длине сопла и смешанного пара в пароструйном приборе;

- 4) массовый расход эжектируемого пара

$$m_n = Q_0 / (i_1 - i_6);$$

5) массовый расход пара, вышедший из пароструйного прибора и засасываемый компрессором

$$m_1 = m_p + m_n = m_n [ (u + 1) / u ].$$

Дальнейший расчет аналогичен предыдущему.

### 4.3 ЦИКЛ ТРЕХСТУПЕНЧАТОГО СЖАТИЯ

Трехступенчатые холодильные машины применяют при получении очень низких температур (например, для аммиака ниже  $-60^{\circ}\text{C}$ ). Принципиальная схема работы трехступенчатой холодильной машины и процессы ее в диаграммах  $s-T$  и  $i-\lg p$  приведены соответственно на рис. 25, а, б, в. Цикл трехступенчатого сжатия рассчитывают аналогично циклу двухступенчатого сжатия. В предварительных расчетах при выборе промежуточных давлений исходят из одинакового отношения давлений в отдельных ступенях:

$$p_k / p_{\text{пр}1} = p_{\text{пр}1} / p_{\text{пр}2} = p_{\text{пр}2} / p_0$$

При заданных  $p_0$  и  $p_k$  значения промежуточных давлений составляют:

$$p_{\text{пр}1} = \sqrt[3]{p_k^2 p_0}, \quad p_{\text{пр}2} = \sqrt[3]{p_k p_0^2}$$

### 4.4. КАСКАДНЫЕ ЦИКЛЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Каскадная парокомпрессионная холодильная машина представляет собой систему, в которой осуществляется несколько холодильных циклов-каскадов. Конденсирующийся в одном цикле хладагент охлаждается кипящим в другом цикле хладагентом.

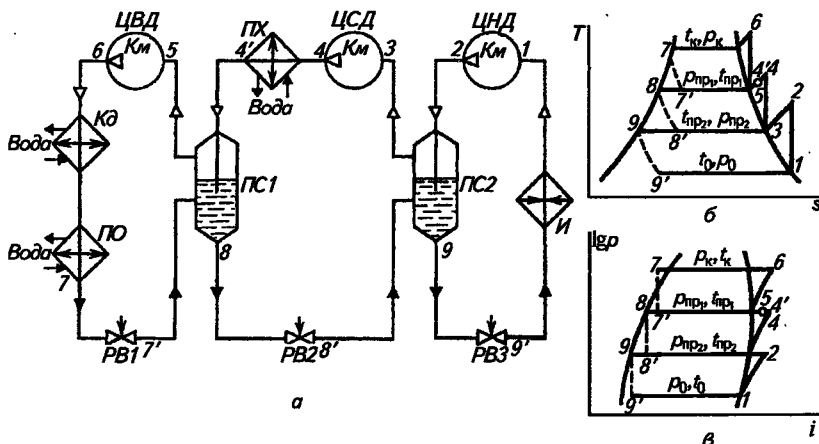


Рис. 25. Схема (а) и цикл в диаграммах  $s-T$  (б) и  $i-\lg p$  (в) трехступенчатой холодильной машины

Часто при получении очень низких температур применение одного хладагента в многоступенчатой холодильной машине оказывается нецелесообразным или невозможным вследствие глубокого вакуума, затвердевания хладагента при заданной температуре кипения  $t_0$  или больших размеров машин. Применяв каскадную холодильную машину, можно использовать в нижнем каскаде хладагенты с низкими температурами  $t_3$  и  $p_{0н} > p_{ат}$ , а в верхнем каскаде — хладагенты, обычно используемые в одноступенчатых машинах.

Распространение получили каскадные холодильные машины с использованием R13 в нижнем каскаде и R22 — в верхнем. При этом верхний каскад выполняется в виде двухступенчатой машины, а в одноступенчатой машине нижнего каскада применяется значительный перегрев пара за счет переохлаждения жидкости в теплообменнике.

Рассмотрим двухкаскадную машину (рис. 26, а, б), нижний и верхний каскады которой представляют собой отдельные холодильные машины. В испарителе И нижнего каскада холодильный агент кипит при постоянных  $t_0$  и давлении  $p_0$ , отнимая теплоту от охлаждаемой среды в процессе  $4'-1$  (рис. 26, б). Образующийся пар (состояние  $1'$ ) всасывается компрессором нижнего каскада  $K_{м.н.к}$  и адиабатически сжимается в процессе  $1'-2$ . Сжатый пар (состояние 2) охлаждается и конденсируется в конденсаторе нижнего каскада в процессе  $2-3-4$  за счет охлаждения испаряющейся в испарителе верхнего каскада жидкостью. Испаритель верхнего каскада одновременно служит конденсатором нижнего. Такой совмещенный аппарат называется испарителем-конденсатором и обозначается И—Кд. Жидкость (состояние 4) дросселирует-

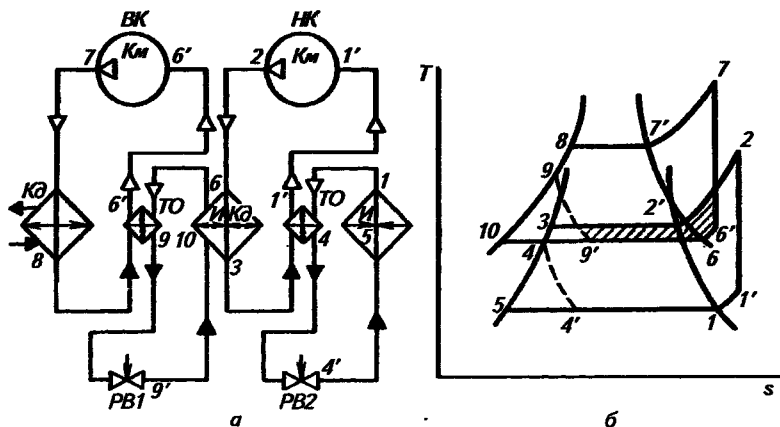


Рис. 26. Схема (а) и цикл в диаграмме  $s-T$  (б) каскадной холодильной машины

ется в процессе  $4-4'$  и снова поступает в испаритель  $И$  (состояние  $4'$ ). Таким образом, в нижнем каскаде совершается обратный цикл  $1'-2-2'-3-4-4'-1$ . В верхнем каскаде обычно осуществляется цикл двухступенчатой холодильной машины в более высоком интервале температур. В испарителе верхнего каскада хладагент кипит в процессе  $9'-6$ , отнимая теплоту от хладагента в  $И-Кд$ . Для этого в верхнем каскаде устанавливают температуру кипения  $t_0$  на несколько градусов ниже температуры конденсации  $t_k$  нижнего каскада. Разность температур приводит к увеличению затраты работы на величину заштрихованной площади (см. рис. 26, б). Холодильные машины, работающие по каскадно-му циклу, применяются в термо- и термобарокамерах при температурах ниже  $-70^\circ\text{C}$ .

### Контрольные вопросы и задания

1. Когда применяют двухступенчатое сжатие в компрессоре?
2. Назовите преимущества двухступенчатого сжатия по сравнению с одноступенчатым.
3. Какие функции выполняет промежуточный сосуд?
4. Какое количество хладагента циркулирует через ЦНД и ЦВД в схеме двухступенчатого сжатия и дросселирования?
5. Какой процесс происходит в змеевике промежуточного сосуда?
6. Как определяют промежуточное давление?
7. Когда используют холодильные машины двухступенчатого сжатия с пароструйным прибором в качестве поджимающего компрессора?
8. Когда применяют циклы трехступенчатого сжатия, каскадные циклы?
9. Какие функции выполняет конденсатор-испаритель?

*Практическое занятие 3. Изображение схемы и построение цикла двухступенчатого сжатия в тепловых диаграммах и определение параметров точек. Расчет теоретического цикла холодильной машины двухступенчатого сжатия с теплообменником в промежуточном сосуде.*

**Пример 5.** Построить цикл двухступенчатого сжатия в диаграмме  $i-\lg p$  и определить параметры точек с помощью таблиц хладагента и диаграммы  $i-\lg p$  (см. приложения 1 и 16).

Дано:  $t_0 = 40^\circ\text{C}$ ;  $t_k = +30^\circ\text{C}$ ,  $t_{ис} = -30^\circ\text{C}$ ,  $t_{п} = +25^\circ\text{C}$  (рис. 27). Хладагент R717. По приложению 1 найдем  $p_0 = 0,071$  МПа;  $p_k = 1,166$  МПа. По выражению (4.3) определим  $p_{пр}$ :

$$p_{пр} = \sqrt{p_0 p_k} = \sqrt{0,071 \cdot 1,166} = 0,287 \text{ МПа};$$

$p_{пр} = 0,29$  МПа соответствует  $t_{пр} = -10^\circ\text{C}$ ;

$t_{зм} = t_{пр} + 2 \dots 3 = -10 + 2 = -8^\circ\text{C}$ ;

$t_5 = t_{пр} + 5 \dots 10 = -10 + 10 = 0^\circ\text{C}$ .

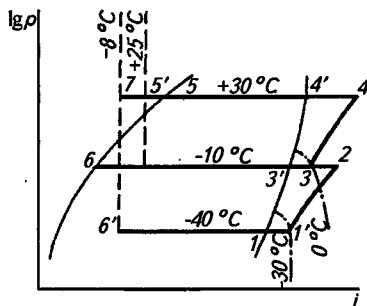


Рис. 27. К расчету двухступенчатого цикла

Построим цикл в диаграмме  $i\text{--lg } p$  и, пользуясь таблицей насыщенных паров аммиака и диаграммой (см. приложения 1 и 16), определим параметры точек, которые сведем в табл. 9.

9. Таблица параметров точек двухступенчатого цикла

Точка	$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$x, \text{кг/кг}$
1	-40	0,071	1,55	1627	1
1'	-30	0,071	1,65	1650	Перегретый пар
2	60	0,29	0,6	1830	То же
3	+0	0,29	0,46	1700	»
3'	-10	0,29	0,42	1671	1
4	104	1,166	0,15	1910	Перегретый пар
4'	+30	1,166	0,11	1706	1
5	+30	1,166	0,0017	561	0
5'	+25	1,166	0,0017	536	Переохлажденная жидкость
5''	-10	0,29	0,05	536	0,12
6	-10	0,29	0,0015	373	0
6'	-40	0,071	0,14	382	0,09
7	-8	1,166	0,0015	382	Переохлажденная жидкость
8	-40	0,071	0,00145	237	0

Расчет основных параметров цикла:

1) массовый расход хладагента через ЦНД

$$m_1 = \frac{Q_0}{(i_1 - i_6')} = \frac{150\,000}{(1627 - 382) \cdot 10^3} = 0,120 \text{ кг/с};$$

2) массовый расход жидкости на промежуточное охлаждение пара

$$m' = m_1 \frac{(i_2 - i_3)}{(i_3 - i_3')} = 0,120 \cdot \frac{1830 - 1700}{1700 - 536} = 0,0134 \text{ кг/с};$$

3) массовый расход жидкости на охлаждение жидкости в змеевике

$$m'' = m_1 \frac{(i_5' - i_7)}{(i_3 - i_5')} = 0,120 \cdot \frac{536 - 382}{1700 - 536} = 0,0159 \text{ кг/с};$$

4) массовый расход пара через ЦВД

$$m = m_1 + m' + m'' = 0,120 + 0,0134 + 0,0159 = 0,149 \text{ кг/с};$$

5) теплота, отведенная от хладагента в конденсаторе

$$Q_k = m (i_4 - i_5) = 0,149 (1910 - 561) \cdot 10^3 = 201\,000 \text{ Вт};$$

6) теплота, отведенная от хладагента в переохладителе

$$Q_{\text{II}} = m (i_5 - i_5') = 0,149 (561 - 536) \cdot 10^3 = 3725 \text{ Вт};$$

7) работа ЦНД

$$L_{\text{цнд}} = m_1 (i_2 - i_1) = 0,120 (1830 - 1650) \cdot 10^3 = 21\,600 \text{ Вт};$$

8) работа ЦВД

$$L_{\text{цвд}} = m (i_4 - i_3) = 0,149 (1910 - 1700) \cdot 10^3 = 31\,290 \text{ Вт};$$

9) холодильный коэффициент

$$\varepsilon = Q_0 / (L_{\text{цнд}} + L_{\text{цвд}}) = 150\,000 / (21\,600 + 31\,290) = 2,84.$$

### **Контрольная работа 1.**

Проводится после изучения учебного материала, изложенного в главах 1—4. В варианты контрольной работы 1 рекомендуется включить два вопроса: 1) пример определения параметров точек и расчет цикла холодильной машины одно- или двухступенчатого сжатия; 2) теоретический вопрос по учебному материалу глав 1—4.

## **Г л а в а 5**

### **КОМПРЕССОРЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН**

#### **5.1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ КОМПРЕССОРОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН**

Компрессоры холодильных машин предназначены для сжатия хладагента (от давления кипения до давления конденсации) и его циркуляции.

Основные типы компрессоров: 1) поршневые с прямолинейным возвратно-поступательным движением поршня в цилиндре; 2) ротационные с вращающимся и катящимся поршнем; 3) центробежные, или турбокомпрессоры; 4) винтовые с двумя или тремя роторами.

По холодопроизводительности  $Q_0$  и потребляемой мощности  $N$  компрессоры можно разделить на три группы: 1) малые —  $Q_0 \leq 9,3$  кВт;  $N \leq 5$  кВт; 2) средние —  $Q_0 = 9,3 \dots 58$  кВт;  $N = 5 \dots 20$  кВт; 3) крупные —  $Q_0 \geq 58$  кВт;  $N \geq 20$  кВт (при  $t_0 = -15$  °С;  $t_k = +30$  °С).

По температуре кипения хладагента  $t_0$  компрессоры делятся на две группы: 1) одноступенчатые с  $t_0 = +10 \dots -25$  °С; 2) многоступенчатые с  $t_0 = -30 \dots -110$  °С.

Поршневые компрессоры обслуживают холодильные установки с  $Q_0$  до 250 кВт и при этом имеют хорошие технико-экономические показатели. По конструктивному исполнению поршневые компрессоры многообразны. По расположению цилиндров они

делятся на горизонтальные, вертикальные, угловые V, W-образные, радиальные; по способу прохождения пара через цилиндры — на прямоточные (движение пара в одном направлении от всасывания до нагнетания) и непрямоточные (с изменяющимся направлением движения пара). По устройству кривошипно-шатунного механизма и числу рабочих полостей сжатия их классифицируют на бескрейцкопфные простого действия при сжатии пара только одной стороной поршня и крейцкопфные двойного действия при сжатии пара поочередно обеими сторонами поршня; по числу цилиндров — на одно- и многоцилиндровые (до 16 цилиндров); по числу ступеней сжатия — на одно- и многоступенчатые; по выполнению цилиндров и картера — на блоккартерные и с отдельными цилиндрами. По степени герметичности и количеству разъемов компрессоры делят на герметичные — со встроенным электродвигателем в заваренном кожухе без разъемов; бессальниковые — со встроенным двигателем, но с разъемными крышками; сальниковые — с картером, заполненным паром хладагента под давлением и с сальниковым уплотнением приводного конца колчатого вала (бескрейцкопфные), с открытым картером и сальниковым уплотнением штока при выходе его из цилиндра (крейцкопфные двойного действия). По типу привода компрессоры бывают с непосредственным соединением вала электродвигателя с валом компрессора через муфту и с приводом через ременную передачу.

## 5.2. ПОРШНЕВЫЕ ОДНОСТУПЕНЧАТЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Поршневые компрессоры холодильных машин выполняют крейцкопфными двойного действия и бескрейцкопфными простого действия.

**Крейцкопфные компрессоры.** Крейцкопфные непрямоточные компрессоры двойного действия имеют  $Q_0 = 465 \dots 1400$  кВт. По расположению цилиндров они бывают: а) горизонтальными однонолевыми; б) горизонтальными оппозитными с установкой цилиндров друг против друга.

Принцип действия горизонтального компрессора типа ГД показан на рис. 28. При движении поршня 4 из левого крайнего положения в левой полости цилиндра вначале расширяется пар, оставшийся в пространстве, до давления несколько меньшего, чем во всасывающем трубопроводе. Затем открывается всасывающий клапан 1 (левый), и пар хладагента всасывается в левую полость цилиндра. При обратном движении поршня клапан 1 (левый) закрывается, и пар в цилиндре сжимается до давления несколько большего, чем давление в нагнетательном трубопроводе. При этом давлении пар нагнетается в конденсатор через нагнетательный клапан 2 (левый). В то время, когда в левой полости цилиндра пар сжимается, в правой 3 он всасывается через всасывающий клапан 1

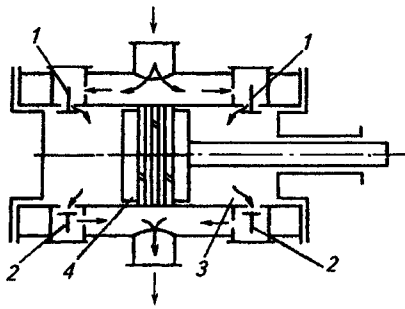


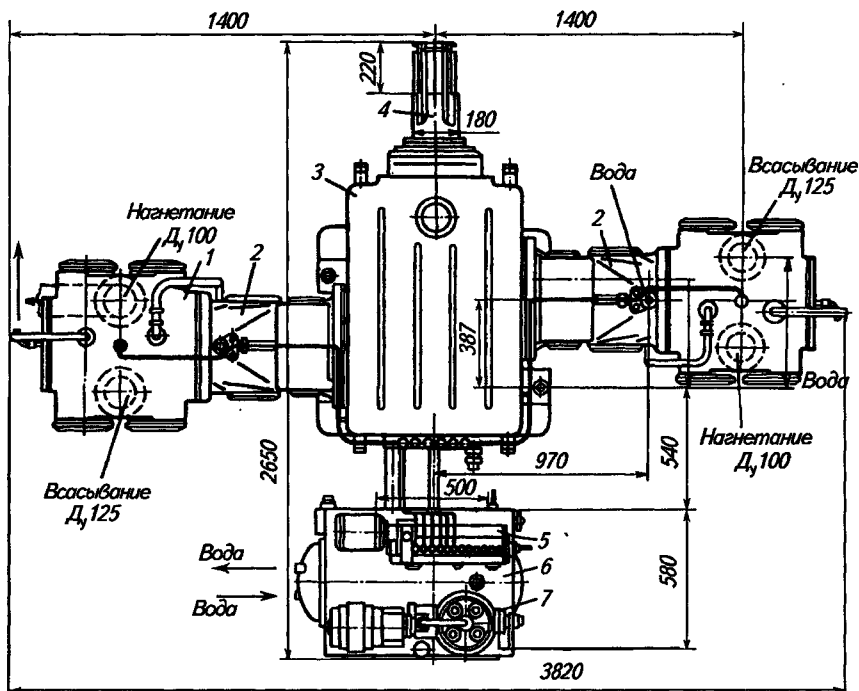
Рис. 28. Принцип действия горизонтального компрессора

(правый), а затем сжимается и выталкивается через клапан 2 (правый).

В настоящее время выпускают горизонтальные компрессоры со встречным движением поршней и противоположным расположением цилиндров (оппозитные, рис. 29, 30). В оппозитных компрессорах при равенстве масс шатунно-поршневых групп полностью отсутствуют инерционные усилия движущихся в противоположных цилиндрах деталей, вследствие чего оппозитные компрессоры хорошо уравновешены. Независимо от производительности эти компрессоры имеют следующие общие узлы и детали: крейцкопфные направляющие, шатунно-крейцкопфные группы, клапаны. Частично унифицированы рамы, коленчатые валы, цилиндры. Компрессоры марок: АО 600П, АО 1200П, ДАО 275П, ДАО 550П, ДАОН 350П составляют унифицированный ряд с ходом поршня 220 мм, частотой вращения вала  $n = 8,33 \text{ с}^{-1}$  (500 об/мин). Марка компрессора характеризует основные параметры машины. Буквы обозначают тип компрессора: А — аммиачный, О — оппозитный, Д — двухступенчатый. Буква Н показывает, что эти компрессоры предназначены для работы в низкотемпературных установках с температурой кипения  $-50^\circ\text{C}$  и ниже. Цифры, стоящие после буквенного обозначения, показывают холодопроизводительность компрессоров в тыс. ккал/ч. Основные узлы компрессоров: фундаментная рама; цилиндр с крышками; комплект всасывающих, нагнетательных и предохранительного клапанов; механизм движения; уплотнение штока; агрегат смазки.

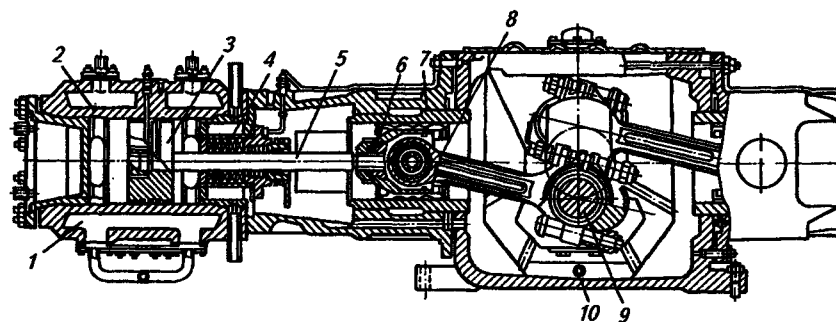
Рама компрессора. Рама компрессора — базовая деталь, в которой расположен кривошипно-шатунный механизм. На раме крепятся цилиндры и все вспомогательные детали. Она воспринимает все усилия, возникающие в деталях при сжатии пара, поэтому должна быть массивной и прочной. Рама 3 (рис. 31) представляет собой литую коробку, выполненную из чугуна СЧ 18 и оребренную внутри. Рама опирается на фундамент двумя широкими поперечными лапами, в которых есть отверстия под фундамент-





**Рис. 29. Аммиачный горизонтальный оппозитный компрессор АО-600:**

1 — цилиндр; 2 — направляющие кресткопфа; 3 — база; 4 — коленчатый вал; 5 — лубрикатор;  
6 — фильтр-холодильник для масла; 7 — масляный насос



**Рис. 30. Продольный разрез компрессора АО-600:**

1 — водяная охлаждающая рубашка; 2 — цилиндр; 3 — поршень; 4 — уплотнение штока; 5 — шток; 6 — кресткопф; 7 — направляющие кресткопфа; 8 — шатун; 9 — кривошип коленчатого вала; 10 — рама

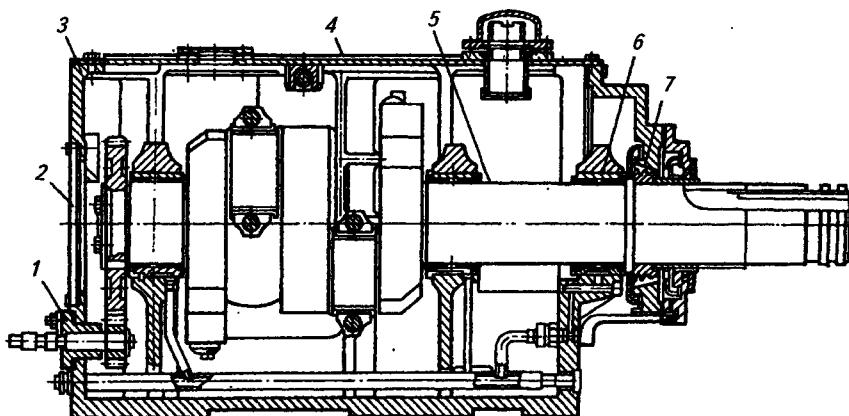


Рис. 31. Поперечный разрез по раме компрессора АО-600

ные болты. В поперечных стенках рамы укладывают подшипники 6 вала 5, в продольных стенках — прямоугольные фланцы, к которым крепят направляющие крейцкопфа. Торцевое отверстие рамы со стороны электродвигателя закрыто чугунной крышкой, в которой размещается уплотнение вала 7, предотвращающее попадание масла на детали электродвигателя. Противоположное торцевое отверстие закрывается глухой крышкой 2. Внизу под крышкой размещается валоповорот 1. Сверху рама закрыта составной крышкой 4.

Направляющая крейцкопфа. Направляющая крейцкопфа — это ребристая чугунная отливка, в которую вставлена сменная чугунная гильза. Гильза закрепляется нажимным фланцем и болтами, центрируется по расточке в привалочном фланце рамы. Направляющая крейцкопфа имеет четыре окна, через которые осуществляются выбивка пальца, демонтаж соединений штока с крейцкопфом и обслуживание уплотнения штока.

Цилиндр. В цилиндре происходит обратное расширение пара хладагента, оставшегося в мертвом пространстве, всасывание пара из испарителя, сжатие пара и нагнетание его в конденсатор. Цилиндры имеют гнезда для размещения всасывающих и нагнетательных клапанов. Цилиндры литые, выполнены из чугуна СЧ 21. Цилиндры с радиальным расположением клапанных гнезд показаны на рис. 32. Все цилиндры проходные; к направляющим крейцкопфа крепятся с помощью шпилек, с обеих сторон закрыты крышками, одна из которых глухая, а в другой установлено уплотнение поршневого штока. Крышки соединяются с цилиндром при помощи шпилек с прокладками из паронита. Цилиндры одноступенчатых и высокой ступени двухступенчатых компрессоров имеют водяное охлаждение.

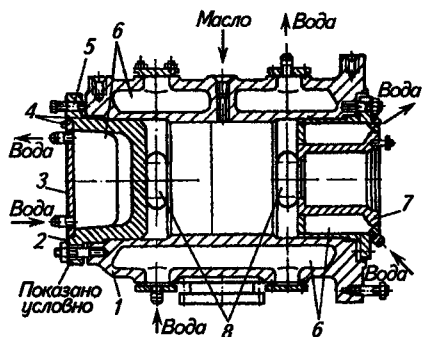


Рис. 32. Цилиндр компрессора АО-600 в сборе:

1 — корпус цилиндра; 2 — крышка задняя; 3 — крышка водяной полости; 4 — прокладка; 5 — отжимной болт; 6 — полости водяного охлаждения; 7 — крышка передняя; 8 — окна

Мертвое пространство в цилиндре компрессора. Для компенсации теплового расширения деталей механизма движения, а также неточностей при изготовлении и сборке компрессора поршень никогда вплотную не подходит к крышке, а остается небольшой зазор, который называют *линейным мертвым пространством*. Чем больше длина механизма движения, тем больше оставляется линейное мертвое пространство. Для крейцкопфных компрессоров со стороны передней крышки мертвое пространство составляет 1 мм, а со стороны задней крышки — 2 мм, у бескрейцкопфных компрессоров примерно 1 мм. В мертвом пространстве после нагнетания остается часть пара, которая называется *объемным мертвым пространством*.

В крейцкопфных компрессорах объемное мертвое пространство определяется линейным пространством и составляет примерно 1,5...3 % от теоретической объемной подачи компрессора. В бескрейцкопфных компрессорах объем, определяемый линейным мертвым пространством, составляет только часть мертвого объема. Другой частью является объем отверстий в клапанах. Поэтому в бескрейцкопфных прямооточных компрессорах объемное мертвое пространство составляет 2...6 %, в малых компрессорах — 5...8 %.

Всасывающие и нагнетательные клапаны. Всасывающие клапаны предназначены для всасывания пара в цилиндр компрессора, а нагнетательные — для нагнетания пара из цилиндра в конденсатор. От состояния клапанов зависит объемная подача компрессора: если клапаны неплотно закрываются, то пар перетекает со стороны высокого давления на сторону низкого давления, и объемная подача компрессора уменьшается. Клапаны принадлежат к наиболее ответственным узлам компрессора и должны обеспечивать плотность в закрытом состоянии, своевремен-

ность открытия и закрытия, малое сопротивление протеканию пара, износоустойчивость и прочность.

Компрессоры имеют пластичные ленточные самодействующие клапаны. Для всасывания и нагнетания во всех цилиндрах используют одну модель клапана (рис. 33, а, б). При установке клапана в цилиндр пластины должны располагаться вдоль окна цилиндра. Основные детали клапана: седло, розетка и пластины. Материал седла и розетки — качественная сталь марок Сталь 35, 45, пластин — высококачественная сталь 3ХГСА или инструментальная сталь У10А. Пластины клапана прижимаются к седлу разностью давлений пара и перекрывают проходное сечение клапана.

**Предохранительные клапаны.** Они служат для предотвращения аварии в случае, если разность давлений нагнетания и всасывания становится выше допустимой. При нормальной работе компрессора предохранительный клапан должен быть закрыт, а в случае повышения разности давлений нагнетания и всасывания выше допустимой предохранительный клапан открывается и соединяет нагнетательную сторону со всасывающей. При этом часть пара переходит с нагнетательной стороны на всасывающую, и возможность аварии исключается.

**Механизм движения крейцкопфного компрессора.** Механизм состоит из поршня, штока, крейцкопфа, шатуна, коленчатого вала и маховика.

Поршни служат для сжатия пара в цилиндре; применяются скользящие дисковые поршни. Поршни изготавливают для одноступенчатых компрессоров и для цилиндров высокого давления двухступенчатых компрессоров целыми (рис. 34, а) из чугуна СЧ 21, а для цилиндров низкого давления — полыми сварной конструкции (рис. 34, б) из стали марки Сталь 20 для уравнивания инерционных сил. Обе конструкции поршня имеют баббитовые опорные

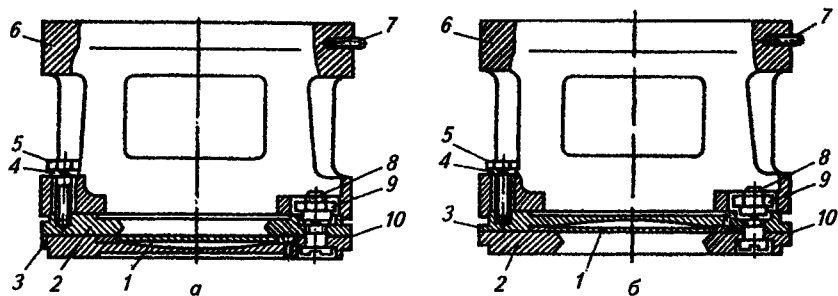
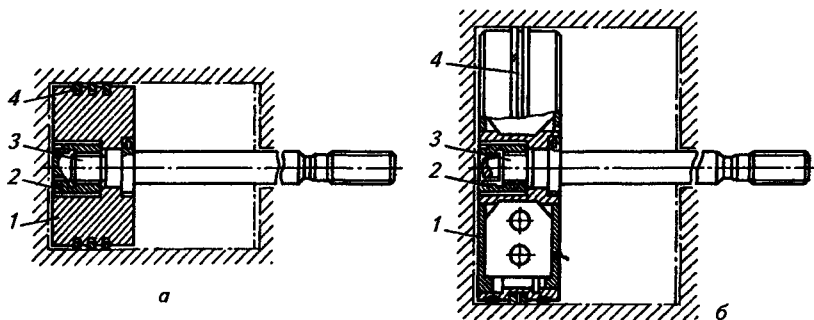


Рис. 33. Пластинчатые клапаны оппозитного компрессора:

а — всасывающий; б — нагнетательный; 1 — пластина; 2 — седло; 3 — розетка в сборе; 4 — опорная шайба; 5 — болт; 6 — фонарь; 7 — фиксирующий винт; 8 — болт; 9 — гайка; 10 — прокладка



**Рис. 34. Поршни оппозитных компрессоров:**

*a* — целый; *б* — сварной; 1 — поршень; 2 — поршневая гайка; 3 — шток; 4 — поршневое кольцо

поверхности. Поршень со штоком соединяется посредством стальной поршневой гайки. На поршнях делают канавки для установки уплотнительных (компрессионных) колец.

Поршневые кольца создают уплотнение между зеркалом цилиндра и движущимся поршнем и препятствуют утечке пара из полости сжатия. Уплотнение создается в результате плотного прилегания поршневых колец к зеркалу цилиндра и лабиринтного действия набора колец.

Дефекты в работе поршневых колец отражаются на производительности, мощности и надежности работы компрессора. Поршневые кольца выполняют с прорезью (замком), и в свободном состоянии их диаметр больше диаметра цилиндра. Поэтому, находясь в цилиндре, кольцо оказывает давление на его стенки в силу естественной упругости материала, а кроме этого, масло, вводимое в цилиндр для смазки, образует пленку, значительно повышающую плотность колец. Кольца имеют прямой замок (рис. 35). Для компенсации теплового расширения кольца оставляют зазор замка  $s$  в рабочем состоянии величиной  $0,005...0,007$  диаметра поршня. При хорошо выполненных кольцах основные потери от неплотности происходят через зазор в замке кольца. При недостаточно тщательном выполнении колец основные утечки возникают между кольцом и цилиндром или между кольцом и поршневой канавкой.

Долговечность работы поршневых колец зависит преимущественно от качества материала. Поэтому для изготовления колец применяют высококачественный перлитный чугун такого же состава, что и чугун для цилиндров, но для уменьшения износа цилиндров материал колец может быть на  $5...10$  единиц НВ меньше твердости материала цилиндров.

Шток, связывающий поршень с кривокопфом, должен быть жестким, прочным при минимально допустимом диаметре и из-

носоустойчивым. Изготавливают его из стали марки Сталь 40 и закаливают с последующей шлифовкой.

Крейцкопф соединяет шток поршня, совершающего прямолинейное движение, с шатуном, качающимся на пальце крейцкопфа.

Крейцкопф (рис. 36) закрытого типа с съемными ползунами 6. Корпус 5 крейцкопфа изготавливают из стального литья марки 30Л, ползуны — из алюминиевого сплава АЛ-10В. Между корпусом и ползунами закладывают стальные прокладки 4, с помощью кото-

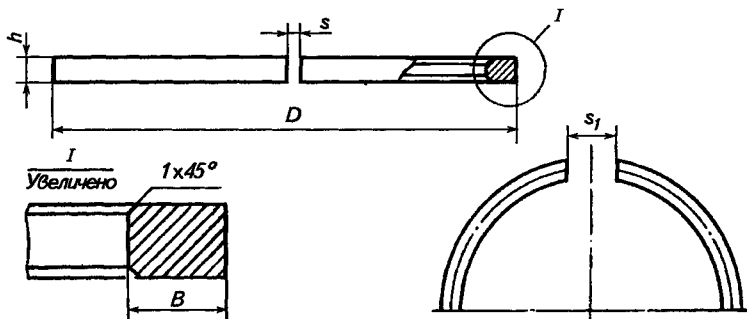


Рис. 35. Поршневое уплотнительное кольцо:

$s$  — тепловой зазор в замке при установке кольца в цилиндр;  $s_1$  — размер замка в свободном состоянии

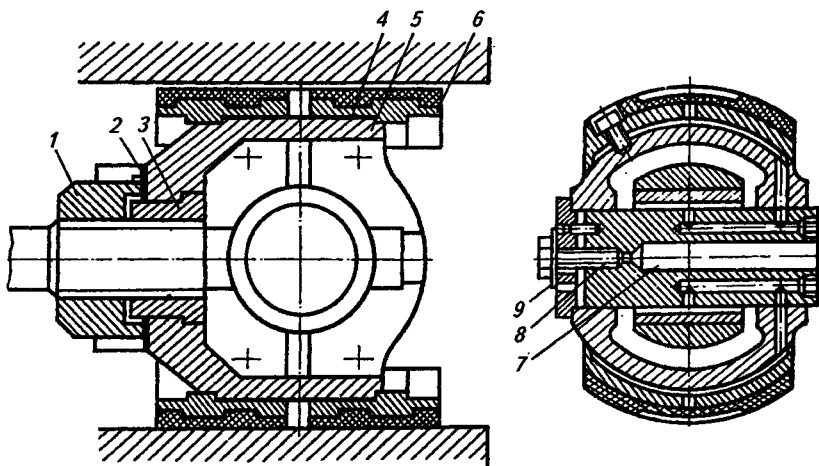


Рис. 36. Крейцкопф оппозитного компрессора:

1 — контргайка; 2 — стопорная шайба; 3 — внутренняя гайка; 4 — прокладка; 5 — корпус крейцкопфа; 6 — ползун; 7 — палец; 8 — болт; 9 — шайба

рых ось крейцкопфа совмещают с осью направляющих. Крейцкопф соединяется с шатуном посредством пальца 7, который должен быть прочным и твердым. Материалом для пальцев служит Сталь 45. Поверхность пальцев цементируют, закаливают токами высокой частоты и шлифуют. В осевом направлении палец закрепляют с помощью болта 8 с гайкой и шайбой 9. Смазка к ползунам крейцкопфа поступает из втулки головки по сверлениям в пальце и теле крейцкопфа, который со штоком соединяется внутренней гайкой 3 и контргайкой 1.

Шатун соединяет крейцкопф с коленчатым валом и преобразует вращательное движение вала в возвратно-поступательное крейцкопфа. Шатун должен обладать жесткостью в отношении продольного изгиба и прочностью при минимальной массе. Шатун (рис. 37) состоит из стержня 3, кривошипной разъемной головки или мотылевого подшипника 5, крейцкопфной неразъемной головки 4, двух шатунных болтов 6 и двух корончатых гаек 1. Шатуны выполняют коваными из качественной стали марки Сталь 40 с точеным стержнем круглого сечения, слегка конусным по длине. Кривошипную головку шатуна выполняют открытого типа с отъемной крышкой, которую крепят к шатуну болтами 6. В кривошипную головку помещают разъемные стальные вкладыши 2, внутренняя поверхность которых залита баббитом Б-83 или БН, и набор регулирующих прокладок 9, с помощью которых осуществляют подтяжку подшипников.

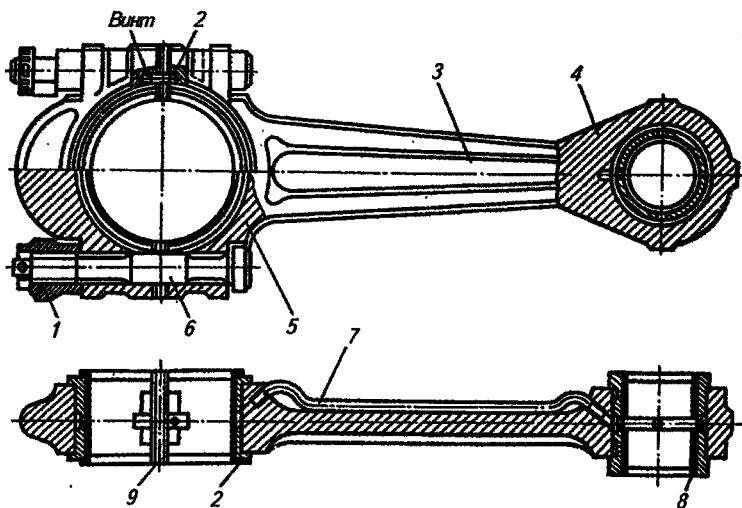
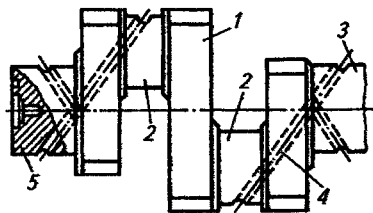


Рис. 37. Шатун оппозитного компрессора:

1 — корончатая гайка; 2 — вкладыш; 3 — стержень; 4 — головка; 5 — разъемная головка; 6 — болт; 7 — трубка; 8 — втулка; 9 — регулирующая прокладка

Рис. 38. Вал компрессора А-600:

1 — щека; 2 — шейка; 3 — консольный конец; 4 — канал; 5 — задний конец вала



Крейцкопфную головку шатуна выполняют неразъемной вместе со стержнем в виде проушины с втулкой 8 из фосфористой бронзы ОФ 6,5-0,15. Для подачи смазки вдоль стержня шатуна расположена трубка 7.

Шатунные болты относятся к наиболее ответственному деталям компрессора. Их разрыв приводит к тяжелым авариям, так как вследствие сильных ударов колена вращающегося вала по оторвавшемуся шатуну он изгибается, повреждается вал, а иногда разрушаются рама и цилиндр, что приводит к полному выходу компрессора из строя. Материалом для изготовления шатунных болтов служит легированная высококачественная сталь 38 ХА, для гаек — сталь 35 ХА. Болты затягивают корончатыми гайками, которые во избежание самоотвинчивания шплинтуют.

Коренные валы воспринимают вращательное движение от электродвигателя и соединяются с шатуном. Они должны быть жесткими, прочными, а их трущиеся поверхности — износоустойчивыми.

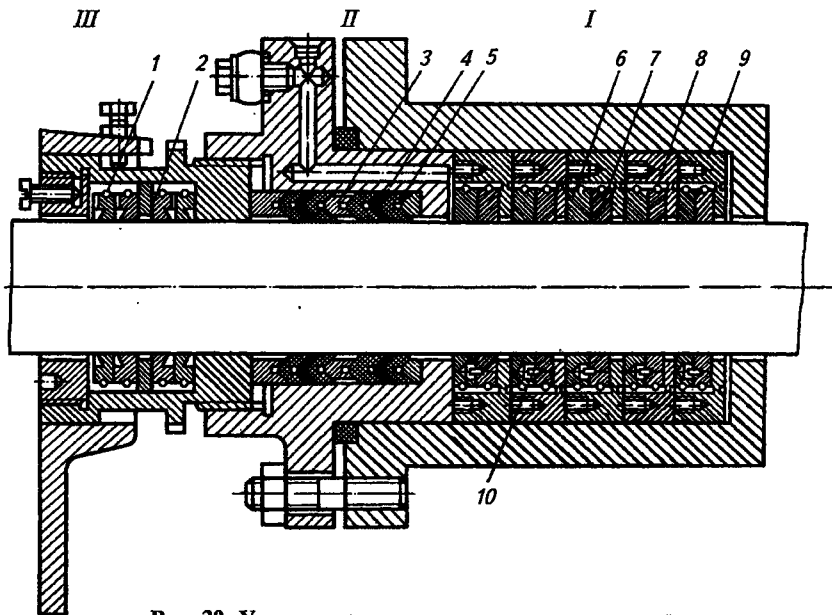
Конструктивно валы выполняют коленчатыми, у которых между парой опор расположено по два колена, смещенных на 180°, с длинной щекой 1, соединяющей их шейкой 2 (рис. 38). Валы двухцилиндровых компрессоров имеют три опоры, четырехцилиндровых — пять. Нумерация опор идет от электродвигателя. На передний консольный конец вала 3 насаживается ротор электродвигателя, на задний конец 5 — ведомая шестерня валоповорота. На щеках вала крепят литые чугунные противовесы, уравнивающие момент и силы инерции кривошипно-шатунного механизма.

Для подвода смазки от коренных подшипников к шатунным в теле вала просверлены каналы 4.

Валы изготовляют коваными из высококачественных углеродистых сталей Сталь 40 и Сталь 45 или из легированной стали 40 ХА. В качестве опор вала применяют подшипники скольжения. Смазку к подшипнику подводят с ненагруженной его стороны и распределяют вдоль шейки вала по канавкам (холодильникам). Материал вкладышей — бронза БР.ОЦС-3-12-5. Для заливки применяют баббит БК-2 Ш.

Уплотнение штока. Оно уплотняет шток в месте его выхода из передней крышки и предотвращает утечку хладагента из цилиндра компрессора или подсос воздуха в цилиндр при давлении ниже атмосферного. Уплотнение включает сальник I, предсальник II и маслосниматель штока III (рис. 39).





**Рис. 39. Уплотнение штока оппозитного компрессора:**

*I* — сальник; *II* — предсальник; *III* — маслосниматель; *1* — браслетная пружина; *2* — разрезные кольца; *3* — распорные кольца; *4* — резиновые кольца; *5* — фторопластовые кольца; *6, 7* — уплотняющие кольца; *8* — браслетная пружина; *9* — камера; *10* — штифт

Сальник состоит из пяти чугунных камер *9*, в каждой из которых находятся уплотняющие кольца двух типов соответственно *7* и *6* из алюминиевого сплава АК 8. Кольца попарно установлены в камерах *9*. Кольца *7*, разрезанные на шесть частей, расположены в камерах первыми, считая от полости цилиндра. Кольца *6* разрезаны на три части и располагаются в камере так, что перекрывают стыки разрезов колец *7*. Расположение колец относительно друг друга фиксируется штифтами *10*. Внешние и внутренние торцевые поверхности камер, а также торцевые поверхности уплотняющих колец притерты. Каждое кольцо охватывается по окружности браслетной пружиной *8*, создающей предварительное уплотнение между кольцом и штоком.

Основное усилие, прижимающее уплотнительные кольца к штоку, создается паром за счет разности давлений в камере и в масляной пленке в зазоре между кольцами и штоком. Для установки пружины и для создания масляной пленки по наружной и внутренней поверхностям колец выполнены канавки. Такая конструкция колец обеспечивает саморегулировку сальника; при разогреве штока и его расширении пружина растягивается и кольцо расширяется, при охлаждении штока пружина сжимается и прижимает кольцо радиально к штоку, то же происходит и при износе штока.

Предсальник II расположен перед сальником и служит для дополнительного уплотнения штока, а также для создания камеры, в которую подводится смазка для сальника. Предсальник состоит из распорных стальных колец 3 и уплотняющих фторопластовых колец 5, чередующихся с уплотняющими резиновыми кольцами 4.

Маслосниматель III препятствует занесению штоком смазки из механизма движения в полость цилиндра и состоит из четырех разрезных колец 2, охватываемых браслетной пружиной 1.

Такие уплотнения длительно работают без ухода, сохраняя плотность, но они несколько сложны по конструкции и со временем изнашивают поверхность штока.

Смазка компрессора. Система смазки компрессора должна быть простой и надежной, так как ее нарушение приводит к износу трущихся поверхностей и даже к преждевременному выходу компрессора из строя. Смазке подлежат все трущиеся пары в компрессоре: поршень в цилиндре, палец в крейцкопфе, крейцкопф в направляющих, кривошипная шейка вала в головке шатуна, вал в коренных подшипниках, уплотнение штока.

В крейцкопфных компрессорах две самостоятельные системы смазки: а) смазка кривошипно-шатунного механизма; б) смазка цилиндра и уплотнения штока.

Все элементы для смазки (рис. 40) объединены в агрегат, установленный на фундаменте рядом с компрессором. В агрегат смазки входит маслосборник, маслоохладитель, фильтры, шестеренный насос, лубрикатор и электродвигатели к насосам.

Маслосборник 9 представляет собой сварную коробку, сверху наглухо закрытую сварной крышкой. Внутри него размещаются сливной сетчатый фильтр, всасывающий сетчатый фильтр и всасывающая труба с обратным клапаном. В одной из стенок имеется

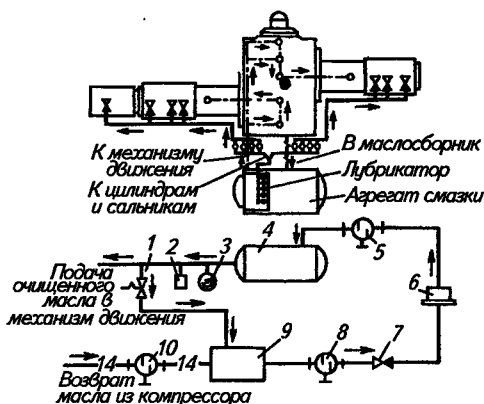


Рис. 40. Схема смазки оппозитного компрессора

люк для осмотра. Маслоохладитель 4 кожухотрубный; вода движется по трубам, масло — в межтрубном пространстве; размещается на вогнутой крышке маслосборника и удерживается двумя шпильками. На верхней плите маслосборника монтируют шестеренный масляный насос 6 с муфтой и электродвигателем, щелевой фильтр 8, лубрикатор, редуктор и электродвигатель. На нагнетательном маслопроводе устанавливают перепускной клапан 7, сбрасывающий избыток масла. Давление масла контролируется манометром 3. Агрегат комплектуется реле давления 2 РДА-1, отключающим электродвигатель компрессора при падении давления масла, а также фильтрами грубой 10 и тонкой 5 очистки и предохранительным клапаном 1.

Кривошипно-шатунный механизм (коренные и шатунные подшипники вала, пальцы и ползуны крейцкопфов) смазывается под давлением от шестеренного насоса (рис. 41) маслом марки индустриальное 50 (ГОСТ 20799) с температурой застывания не выше  $-20^{\circ}\text{C}$  и температурой вспышки не ниже  $200^{\circ}\text{C}$ . Насос забирает масло из маслосборника и подает его через маслоохладитель к коренным подшипникам и направляющим крейцкопфа. От подшипников по каналам в коленчатом валу масло поступает к кривошипным шейкам и по трубке вдоль шатуна — к пальцу крейцкопфа. Стекающее из мест смазки масло возвращается в маслосборник. Давление смазки механизма движения необходимо поддерживать в пределах  $(1,47...2,45) \cdot 10^5 \text{ Па}$  ( $1,5...2,5 \text{ кгс/см}^2$ ).

Цилиндр и уплотнение штока смазываются под давлением с помощью лубрикатора, представляющего собой многоплунжерный насос с отдельными насосными элементами, каждый из которых питает только один ввод в цилиндре. Лубрикаторы двухци-

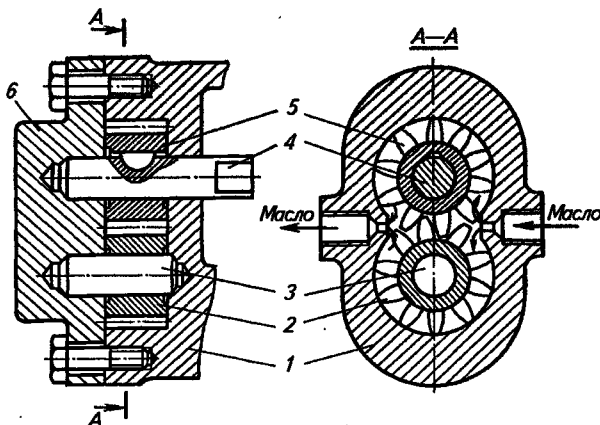


Рис. 41. Шестеренный масляный насос:

1 — корпус насоса; 2 — ведомая шестерня, 3 — ведомый вал; 4 — вал ведущий, 5 — ведущая шестерня; 6 — крышка

линдровых компрессоров имеют четыре элемента, четырехцилиндровых — восемь.

В лубрикаторе (рис. 42) насосные элементы расположены вокруг вертикального вала, на который насажены два профилированных диска. Верхний из них 1 приводит в действие плунжеры 6 насосов, а нижний 3 — распределительные золотники 7. Диски профилированы таким образом, что при каждом обороте вала золотник делает один двойной ход, а плунжер — два хода. Расположение окон золотника таково, что при первом ходе плунжера вниз масло из резервуара подается по нижнему отводу 4 в каплеуказатель, а при втором ходе вниз масло, поступившее из каплеуказателя, по верхнему отводу 5 нагнетается в цилиндр компрессора. Подачу регулируют вращением винта 2, которым изменяют свободный ход в скобе плунжера. Лубрикатор имеет индивидуальный привод от электродвигателя, установленного на раме компрессора. Для подачи масла вручную перед пуском компрессора лубрикаторы имеют рукоятку.

Для контроля подачи масла применяются каплеуказательные глазки (рис. 43). Баллончик глазка 1, имеющий два смотровых окошка 2

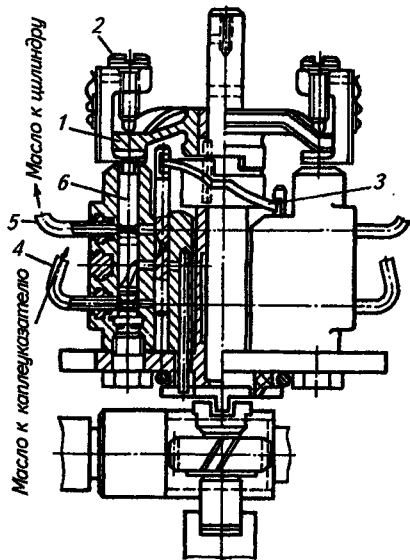


Рис. 42. Лубрикатор:

1, 3 — профилированные диски; 2 — винт;  
4 — нижний отвод; 5 — верхний отвод; 6 —  
плунжер

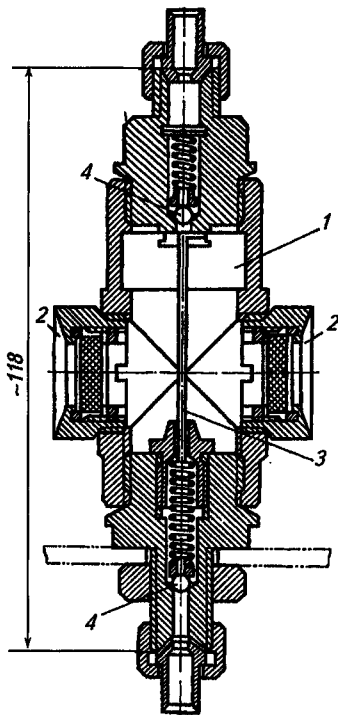
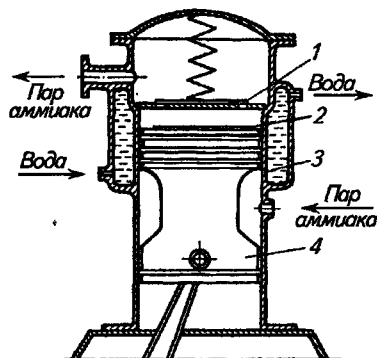


Рис. 43. Каплеуказательный глазок:

1 — баллончик; 2 — смотровое окошко;  
3 — проволоочная нить; 4 — обратный клапан



**Рис. 44.** Принцип действия вертикального прямооточного компрессора:

1 — нагнетательный клапан; 2 — всасывающий клапан; 3 — цилиндр; 4 — поршень

из плексигласа, заполнен глицерином. Вдоль его оси натянута проволочная нить 3, по которой скользят поднимающиеся вверх капли масла. На входе и выходе масла установлены обратные клапаны 4.

Смазка осуществляется маслами ХА-30 и ХА-23 (ГОСТ 5546) с температурой застывания не выше  $-38^{\circ}\text{C}$ , температурой вспышки не ниже  $185^{\circ}\text{C}$ .

**Бескрейцкопфные компрессоры.** Бескрейцкопфные компрессоры бывают прямооточные и непрямоточные.

**Прямоточные компрессоры.** Принцип действия бескрейцкопфного прямооточного компрессора показан на рис. 44. При движении поршня вниз объем цилиндра увеличивается и давление пара, оставшегося в цилиндре, снижается. Когда давление в цилиндре станет несколько меньше давления в испарителе, открывается всасывающий клапан 2, и пар из всасывающего трубопровода начинает поступать в цилиндр компрессора. При перемещении поршня 4 вверх пар сжимается, всасывающий клапан закрывается, и когда давление пара в цилиндре 3 станет больше, чем давление в нагнетательном трубопроводе, открывается нагнетательный клапан 1 и пар выталкивается из цилиндра.

Компрессоры АВ-100, АУ-200, АУУ-400 составляют унифицированный ряд с ходом поршня 130 мм. Компрессор АУ-300 имеет ход поршня 150 мм. Компрессор АВ-100 — двухцилиндровый, вертикальный; АУ-200 — четырехцилиндровый, V-образный с углом развала между цилиндрами  $90^{\circ}$ ; АУУ-400 — восьмицилиндровый с углом между цилиндрами  $75^{\circ}$ . В марке компрессора буквы обозначают: А — аммиачный, В — вертикальный, У — U-образный, УУ — W-образный; число после буквенного обозначения показыва-

ет холодопроизводительность компрессора в тыс. ккал/ч при  $t_0 = -15^\circ\text{C}$ ;  $t_k = +30^\circ\text{C}$ .

На рис. 45 показан аммиачный прямоточный бескрейцкопфный компрессор АУ-200.

Независимо от марки все компрессоры имеют следующие основные части: блок-картер, гильзы цилиндров, всасывающий и нагнетательный клапаны, поршень с поршневыми кольцами, кривошипно-шатунный механизм, уплотнение вала, смазочное устройство.

**Блок-картер.** Он чугунный, литой, закрытого типа. В верхней его части имеется водяная охлаждающая рубашка, в передней и задней стенках выполнены отверстия для установки коленчатого вала и масляного насоса, закрытые крышками. Боковые люки с крышками служат для сборки нижних головок шатунов, установки противовесов. Материал для изготовления блок-картера — чугун СЧ18, СЧ21 и СЧ24.

**Гильзы цилиндров.** Гильзы — чугунные литые. В верхней и нижней частях гильзы по наружной поверхности имеются две канавки для уплотнительных (рис. 46) резиновых колец. Верхнее уплотнительное кольцо отделяет всасывающую и нагнетательную полости, нижнее — всасывающую полость и картер. Для соединения полости цилиндра с полостью всасывания имеется четыре окна.

**Клапаны.** В прямоточных компрессорах применяют самодействующие пластинчатые кольцевые и полосовые клапаны. Нагнетательные клапаны — кольцевые пружинные (рис. 47, а). Всасывающие клапаны изготавливают как с пружинами (рис. 47, б), так и без них. В последнем случае клапан открывается и закрывается под действием сил инерции.

Кроме кольцевых клапанов большое распространение получили полосовые самопружинящие (рис. 47, в). В них вместо кольцевых пластин применяют полосовые, посадка на седло которых происходит в результате упругой деформации пластины, стремящейся принять прямолинейную форму, и обратного давления пара. Седло и розетка клапанов выполняют из углеродистой стали марок Сталь 40 и Сталь 45 или чугуна СЧ24. Материал для изготовления полосовых пластин — светлые холоднотянутые стали марки 70С2ХА или У10А.

В аммиачных компрессорах, а иногда и во фреоновых, нагнетательный клапан соединяется с цилиндром не жестко, а прижимается к буртику цилиндра буферной пружиной, образуя ложную крышку, которая предохраняет компрессор от гидравлического удара при попадании жидкости в цилиндр. Проходные сечения нагнетательных клапанов рассчитывают на высокие скорости пара. Они не обеспечивают выход жидкости, поэтому при попадании жидкости в цилиндре возрастает давление, под действием которого буферная пружина сжимается, ложная крышка приподнимается и хладагент, не прошедший через нагнетательный клапан,

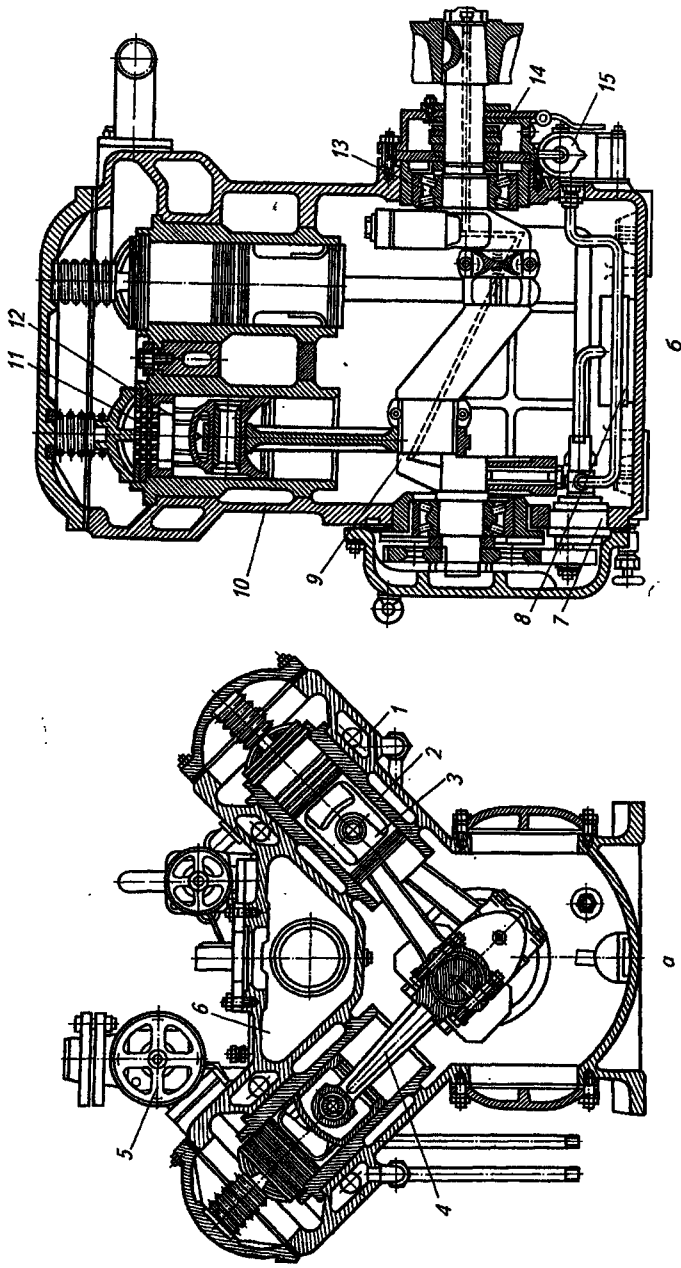
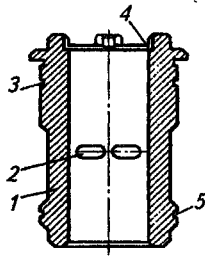


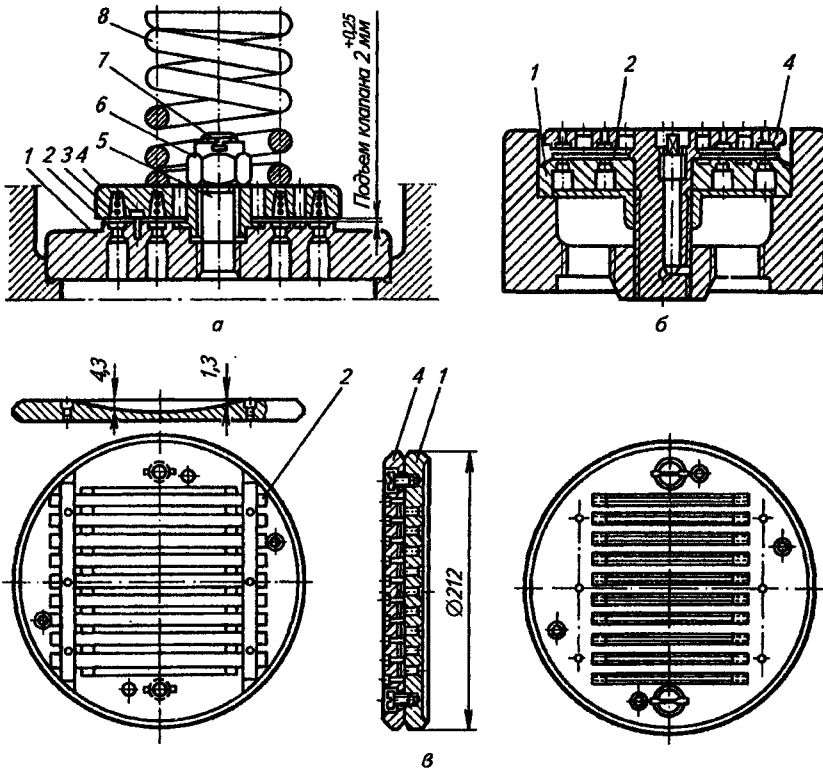
Рис. 45. Аммиачный прямооточный компрессор АУ-200:

*a* — поперечный разрез; *б* — продольный разрез; 1 — водяная рубашка; 2 — цилиндрическая гильза; 3 — поршень; 4 — шатун; 5 — нагнетательный вентиль; 6 — всасывающая полость; 7 — шестеренный насос; 8 — фильтр грубой очистки масла; 9 — коленчатый вал; 10 — блок-картер; 11 — нагнетательный клапан; 12 — всасывающий клапан; 13 — опорный подшипник; 14 — уплотнение вала; 15 — щелевой масляный фильтр



**Рис. 46. Гильза цилиндра прямоточного компрессора:**

1 — корпус гильзы; 2 — всасывающие окна; 3, 5 — проточки для уплотнительных прокладок; 4 — плоскость установки нагнетательного клапана



**Рис. 47. Пластиновые клапаны:**

а — кольцевой нагнетательный; б — кольцевой всасывающий; в — полосовой; 1 — седло (ложная крышка); 2 — пластины; 3 — пружина; 4 — розетка; 5 — шпилька; 6 — корончатая гайка; 7 — шплинт; 8 — буферная пружина



через кольцевое пространство между крышкой и буртиком цилиндра выходит в нагнетательную полость. Поэтому ложную крышку называют крышкой безопасности.

Предохранительные клапаны. В бескрейцкопфных компрессорах применяют пружинные самодействующие шариковые и наперстковые предохранительные клапаны. Шариковый предохранительный клапан (рис. 48, а) состоит из седла 1, корпуса 2, пружины 3 и шарикового клапана 4. В таких клапанах между металлическими рабочими поверхностями клапана и седла часто не обеспечивается полное уплотнение после первого же сброса давления. В последнее время применяют наперстковые клапаны (рис. 48, б), в которых создается мягкое уплотнение клапана резиновым кольцом. Наперстковый клапан состоит из седла 1, корпуса 2, пружины 3, клапана 4 с уплотнительным резиновым кольцом 5 из маслостойкой резины. Пружину рассчитывают на предельную разность давлений, при которой она сжимается, клапан открывается и перепускает пар с нагнетательной стороны на всасывающую. Резиновое кольцо обеспечивает надежную плотность клапана при нормальной работе компрессора.

Поршень. В прямоточных бескрейцкопфных компрессорах применяют тронковые, с сильно развитой боковой поверхностью проходные поршни 8 (рис. 49), в верхней части которых расположены всасывающие клапаны 6. Полость всасывания от картера

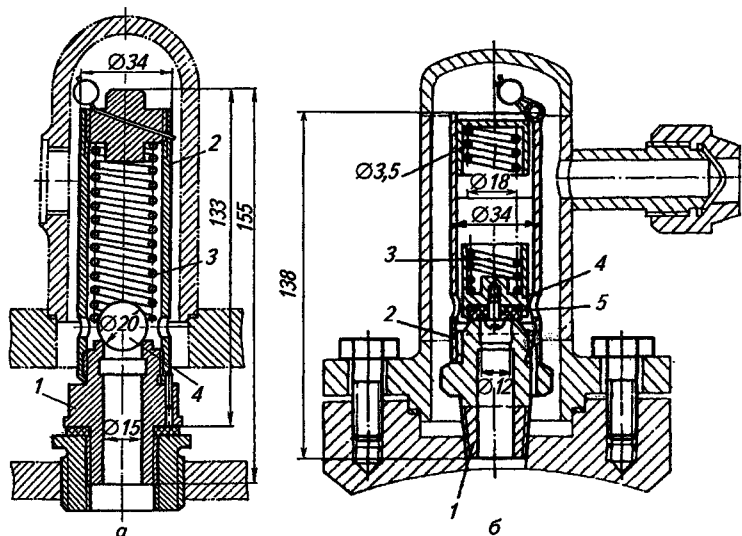
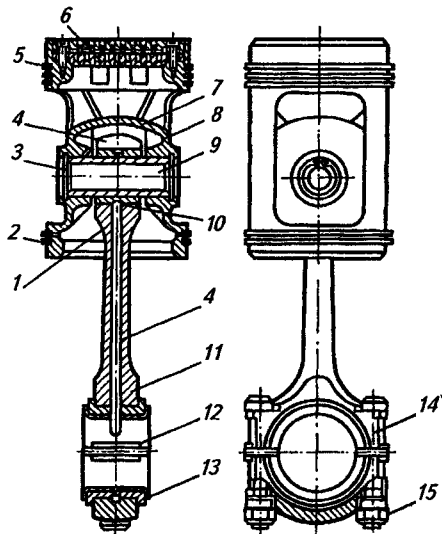


Рис. 48. Предохранительные клапаны:

а — шариковый; б — наперстковый; 1 — седло; 2 — корпус; 3 — пружина; 4 — клапан; 5 — кольцо



**Рис. 49. Шатунно-поршневая группа прямого действия компрессора:**

1 — неразъемная головка; 2 — маслосъемное кольцо; 3 — пружинное кольцо; 4 — стержень шатуна; 5 — уплотнительное кольцо; 6 — всасывающий клапан; 7 — сферическая перегородка; 8 — поршень; 9 — палец; 10 — бронзовая втулка; 11 — разъемная головка; 12 — прокладка; 13 — стальной вкладыш; 14 — болт; 15 — корончатая гайка

отделяется сферической перегородкой 7 в поршне. Для снижения массы поршни делают пустотелыми с вырезами на боковой поверхности; вырезы также уменьшают работу трения. Кроме уплотнительных колец 5 на тронковых поршнях предусмотрены маслосъемные кольца 2, предназначенные для удаления с поверхности цилиндра излишков масла, попадающего из картера. Их устанавливают у нижней кромки поршня так, чтобы в нижней мертвой точке кромка кольца выходила в полость картера, а в верхней мертвой точке — не доходила (на величину высоты кольца) до нижней кромки всасывающих окон. При отсутствии маслосъемных колец или неправильной их установке масло попадает в цилиндр в избыточном количестве, что приводит к излишнему его расходу, образованию нагара на клапанах и в трубопроводах, а также к оседанию масляной пленки на поверхностях теплообменных аппаратов, которая ухудшает работу последних. Маслосъемные кольца (рис. 50) по наружной поверхности имеют 12 вырезом. Масло, собираясь между стенками поршня и поверхностью цилиндра, отжимает кольцо в канавку и стекает внутрь поршня, для чего в кольцевой проточке поршня имеются отверстия. Такие же отверстия сделаны в канавке маслосъемного кольца для выхода пара. Поршни изготовляют литыми из чугуна или алюминиевого сплава АЛ 10В.

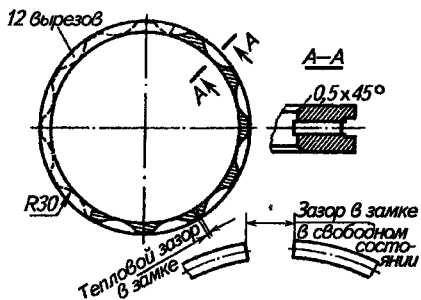


Рис. 50. Маслосъемное поршневое кольцо

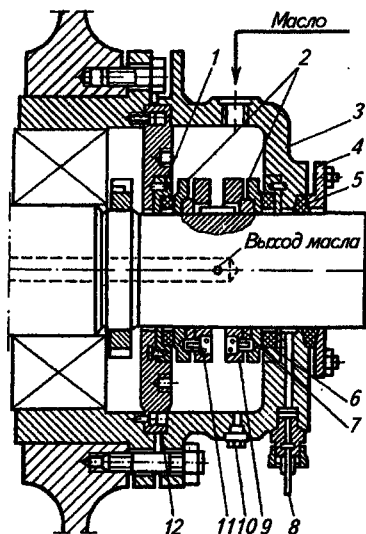


Рис. 51. Пружинное уплотнение вала с кольцами трения

Кривошипно-шатунный механизм. Этот механизм предназначен для превращения вращательного движения вала в возвратно-поступательное движение поршня. Поршень соединяется непосредственно с шатуном с помощью поршневого пальца (см. рис. 49). В бескрейцкопфных компрессорах применяют плавающие полые пальцы, которые не стопорятся в каком-либо положении, поэтому они могут свободно проворачиваться в поршне и верхней головке шатуна. От осевого перемещения в бобышках пальцы удерживаются пружинными кольцами 3.

Шатуны 4 — стальные штампованные двутаврового сечения с верхней неразъемной головкой 1 (где запрессована бронзовая втулка 10) и нижней разъемной головкой 11 с двумя стальными вкладышами 13, залитыми баббитом, и регулируемыми прокладками 12. Скобу шатуна крепят к стержню двумя болтами 14 на кончатых гайках 15.

Коленчатый вал — стальной штампованный, имеет два колена, расположенных под углом  $180^\circ$  один к другому, с чугунными противовесами. Его устанавливают на двух коренных подшипниках качения, входящих в расточки блок-картера. Подшипники качения двухрядные, сферические, роликовые. Для подачи смазки к шатунным головкам в теле вала просверлены каналы.

Уплотнение вала. В бескрейцкопфных компрессорах оно уплотняет вал в месте выхода его из картера. В современных конструкциях применяют пружинные уплотнения с уплотнительными кольцами трения.

Пружинное уплотнение с кольцами трения показано на рис. 51. Оно состоит из подвижных и неподвижных частей. К подвижным

частям относятся подвижные стальные уплотнительные кольца 2 с упругими кольцами из маслостойкой резины 7, пружины 11, заключенные в сепараторе 9. Неподвижные части — промежуточная крышка 12 и наружная крышка 3, в которые установлены неподвижные чугунные кольца 1 с графитовыми уплотнительными вставками 6. Графитовые вставки изготавливают из специального металлизированного графита марки АПГ-Б83-1500. Подвижное кольцо 2 выполнено из закаленной стали марки Сталь 20 или легированной стали 20 ХА. Между неподвижными крышками и валом имеется зазор. Пружины прижимают стальные подвижные кольца 2 к неподвижным графитовым вставкам 6, создавая надежное уплотнение. Масло для смазки уплотнения вала подается через верхнее отверстие в крышке, а возвращается в картер по каналу вала. Выход масла по валу предотвращается уплотнением 5, закрытым крышкой 4. Утечки масла контролируются трубкой 8. Пробка 10 предназначена для слива масла.

**Смазочное устройство.** В компрессорах применяют смазку от шестеренного насоса 1, затопленного в масле (рис. 52). Насос находится в картере компрессора и приводится в движение от закрытого конца коленчатого вала косозубой передачей 2 и вертикальным валом или цилиндрической парой шестерен. На всасывающей линии насоса устанавливают сетчатый фильтр грубой очистки 7 на расстоянии 10...15 мм от дна картера, на нагнетательной — щелевые пластинчатые фильтры тонкой очистки 5. Фильтры снабжают перепускным пружинным клапаном, который открывается в случае загрязнения, что приводит к резкому повышению давления масла. Конструкция щелевого фильтра позволяет очищать его во время работы компрессора путем проворачивания вручную. От масляной магистрали масло подается (при коренных подшипниках качения) вначале к сальнику, а затем по масляным каналам вала — к шатунным подшипникам, откуда вдоль шатуна по сверлению или по трубке, укрепленной на шатуне, — к поршневому пальцу. Давление в масляной системе измеряется масляным манометром, установленным после насоса и фильтра. Разность между абсолютным давлением масла в системе и абсолютным давлением пара в картере должна составлять  $(0,59...1,47) \cdot 10^5$  Па  $(0,6...1,5$  кгс/см<sup>2</sup>) согласно инструкции завода-изготовителя. При уменьшении разности давлений компрессор отключает реле давления 3.

На нагнетательной линии масляного насоса имеется перепускной клапан 6, позволяющий автоматически сбрасывать часть нагнетаемого масла в картер. На задней стенке блок-картера есть перепускной вентиль 4, которым также регулируется давление масла. Температура масла в картере компрессора может на 30...40 °С превышать температуру окружающей среды. Для смазки применяют масло ХА-30.

С 1975 г. описанные прямооточные компрессоры сняты с производства, но они в значительном количестве применяются на холодильных установках.

**Непрямоточные компрессоры.** Принцип действия бескрейцкопфного непрямоточного компрессора показан на рис. 53. В непрямоточных компрессорах всасывающие 1 и нагнетательные 2 клапаны смонтированы отдельно на плите 3, которая служит верхней

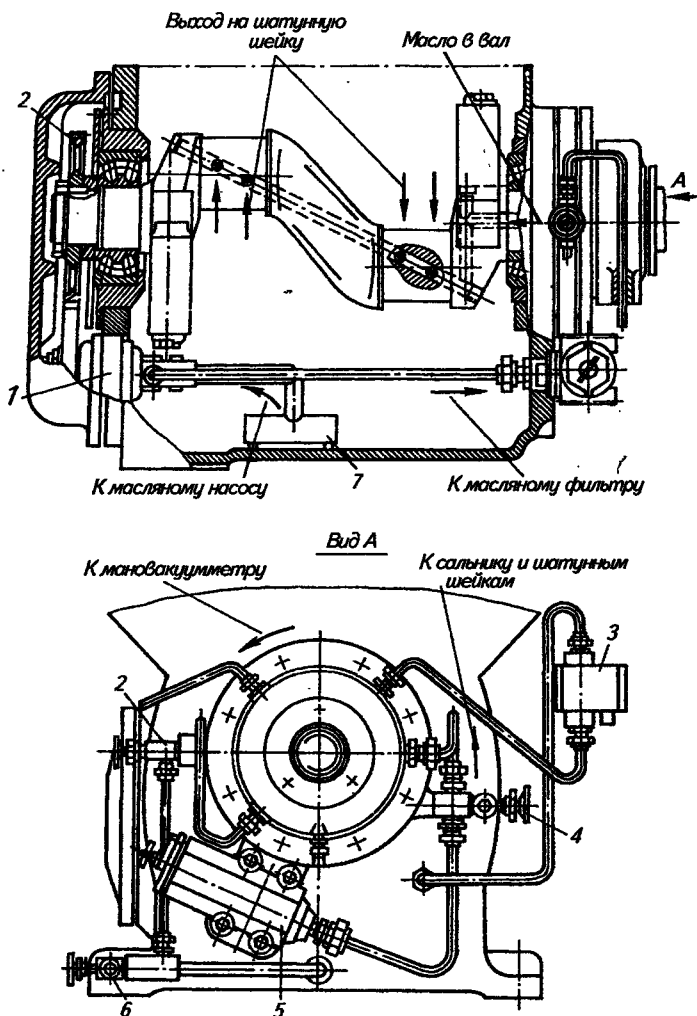


Рис. 52. Схема принудительной циркуляционной смазки бескрейцкопфного компрессора

**Рис. 53. Принцип действия бескрейцкофного  
непрямоточного компрессора:**

1 — всасывающий клапан; 2 — нагнетательный клапан;  
3 — плита; 4 — цилиндр; 5 — поршень

крышкой цилиндров. При движении поршня 5 вниз в цилиндре 4 понижается давление, благодаря чему открывается всасывающий клапан и начинается процесс всасывания пара в цилиндр. При движении поршня 5 вверх пар сжимается и через нагнетательный клапан нагнетается из цилиндра.

С 1975 г. Московский завод холодильного машиностроения «Компрессор» выпускает поршневые непрямоточные компрессоры П110 и П220, составляющие унифицированный ряд с ходом поршня 82 мм и диаметром цилиндров 115 мм, предназначенные для работы на R717 и R22.

Непрямоточный компрессор П220 (рис. 54) состоит из следующих основных узлов.

**Блок - картер.** Он чугунный литой. Полость всасывания отделена от полости картера перегородкой, в которой есть уравнительные отверстия с маслоотбойниками. Через отверстия происходит отсос пара, перетекающего в полость картера через неплотности поршневых колец для поддержания в картере давления всасывания. В компрессорах, работающих на фреоне, через эти отверстия масло, поступившее во всасывающую полость с потоком пара, возвращается в картер.

**Гильзы.** Они чугунные, литые. Верхний торец гильзы служит седлом всасывающего клапана.

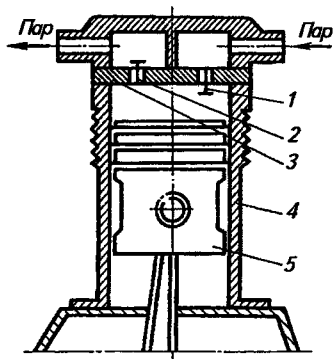
**Клапаны.** Всасывающий и нагнетательные клапаны (рис. 55) самодействующие однокольцевые, подпружиненные. Всасывающие клапаны для фреона и аммиака различаются между собой высотой подъема пластины.

Нагнетательный клапан установлен в направляющей всасывающего клапана, прижимается к нему буферной пружиной, т. е. служит одновременно и ложной крышкой цилиндра, предохраняющей компрессор от разрушения в случае гидравлического удара.

Предохранительный пружинный клапан показан на рис. 56.

**Коленчатый вал.** Он стальной, штампованный, двухколенный, двухпорный, на подшипниках качения. Колена расположены под углом 180°. Противовесы отштампованы за одно целое с валом. Для подачи масла на шатунные подшипники в валу выполнены каналы.

**Шатуны.** Они стальные, штампованные. Нижняя головка шатуна имеет косой разъем, в котором установлены тонкостенные



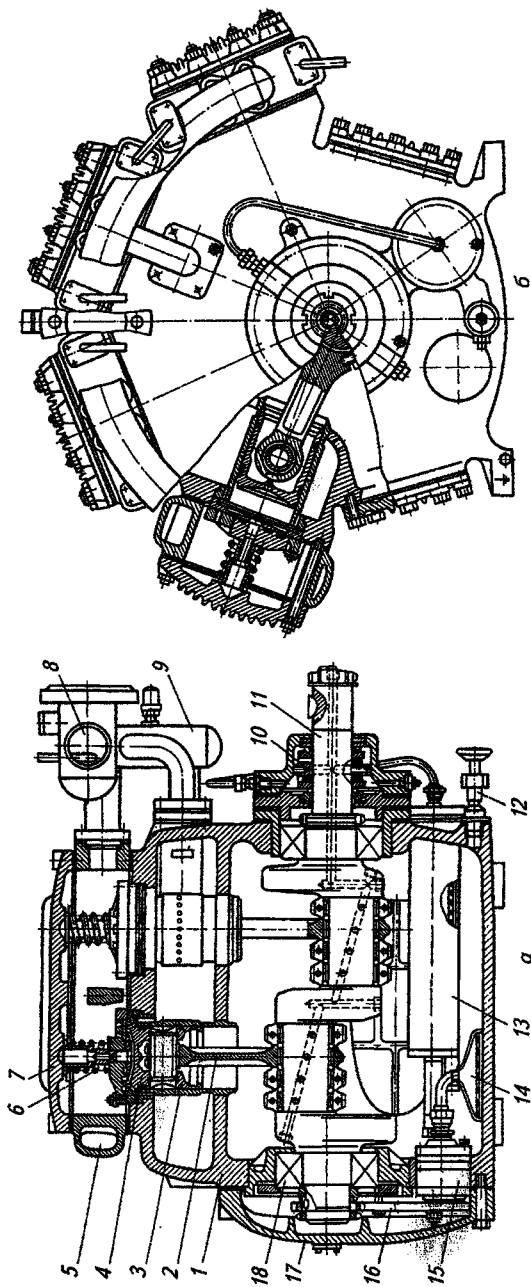


Рис. 54. Аммиачный непосредственный компрессор П1220:

а — продольный разрез; б — поперечный разрез; 1 — блок-картер; 2 — шагунно-поршневая группа; 3 — гильза; 4 — клапанная группа; 5 — 10-ловка с водяной рубашкой; 6 — буферная пружина; 7 — верхняя крышка; 8 — нагнетательный коллектор; 9 — всасывающий коллектор; 10 — уплотнение вала; 11 — коленчатый вал; 12 — маслозаправочный вентиль; 13 — масляный фильтр тонкой очистки; 14 — масляный фильтр грубой очистки; 15 — масляный шестеренный насос; 16 — шестерни; 17 — передняя крышка; 18 — подшипник

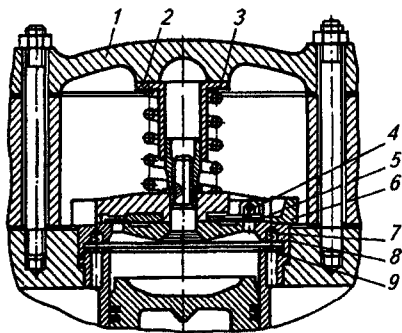


Рис. 55. Клапанная группа компрессора П220 без регулирования производительности:

1 — крышка; 2 — втулка; 3 — буферная пружина; 4 — пружина нагнетательного клапана; 5 — пластина нагнетательного клапана; 6 — корпус нагнетательного клапана; 7 — пружина всасывающего клапана; 8 — корпус всасывающего клапана; 9 — пластина всасывающего клапана

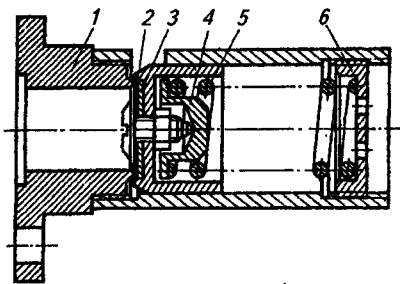


Рис. 56. Предохранительный клапан:

1 — седло; 2 — прокладка резиновая, 3 — прокладка фторопластовая; 4 — клапан; 5 — пружина; 6 — гайка регулирующая

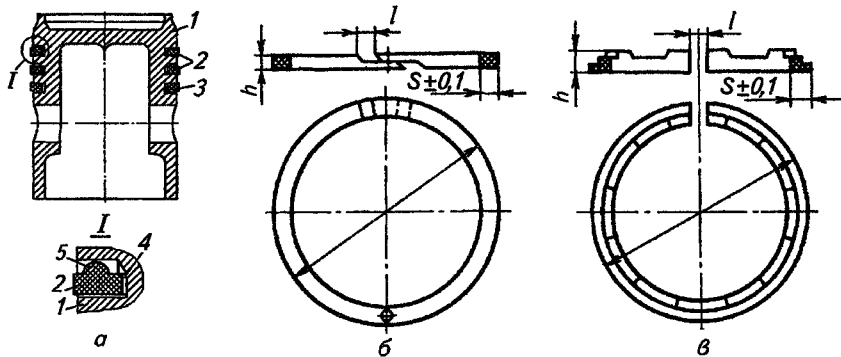


Рис. 57. Поршень с поршневыми кольцами:

а — поршень с кольцами; б — компрессионное кольцо, в — маслосъемное кольцо; 1 — поршень; 2 — компрессионное кольцо; 3 — маслосъемное кольцо; 4 — экспандер; 5 — зуб

биметаллические вкладыши с антифрикционным слоем из алюминиевого сплава. Верхняя головка шатуна неразъемная.

**Поршни.** Они литые из алюминиевого сплава с двумя компрессионными 2 (рис. 57, а) и двумя маслосъемными 3 кольцами. Для уменьшения мертвого пространства верхний торец поршня имеет специальную форму.

**Поршневые кольца.** Изготовлены из термостабилизированного графитонаполненного капрона ТНК-2-Г5. Для увеличе-



ния упругости колец (рис. 57, б) между поршнем и кольцами размещаются эспандеры 4 (см. рис. 57, а) из стальной ленты. Кольца изготовляют с замком внахлест, и они имеют специальный литевой зуб 5 для предотвращения проворачивания кольца в канавке.

Уплотнение вала (рис. 58). Уплотнение двухстороннее, маслозаполненное. Торцевое уплотнение достигается парой трения сталь—графит. Уплотнение подвижных колец по валу происходит с помощью резиновых колец круглого сечения.

Схема смазки. Смазка нижних головок шатуна осуществляется под давлением от шестеренного насоса 7. Масло засасывается через сетчатый фильтр грубой очистки 6, подается в сетчатый фильтр тонкой очистки 5, затем в корпус уплотнения вала 1, откуда по отверстиям в коленчатом валу 2 попадает к шатунным подшипникам. Смазка опорных подшипников, верхних головок шатунов и цилиндров происходит путем разбрызгивания. Для нормальной работы компрессора разность давлений в уплотнении вала и в картере должна быть в пределах  $(2...3) \cdot 10^5$  Па ( $2...3$  кгс/см<sup>2</sup>). Отбор давления осуществляется через штуцер 3.

В фильтр тонкой очистки встроен перепускной регулирующий клапан 4, поддерживающий соответствующее давление. В картер фреоновых компрессоров вмонтирован электроподогреватель масла. Электроподогрев позволяет выпарить фреон, растворившийся в масле во время длительной стоянки, и тем самым исключить отказ масляного насоса в результате вспенивания масла во время пуска компрессора. Все аммиачные и низкотемпературные фреоновые компрессоры имеют водяное охлаждение нагнетательной полости цилиндров.

Компрессоры выпускают без регулирования и с регулированием

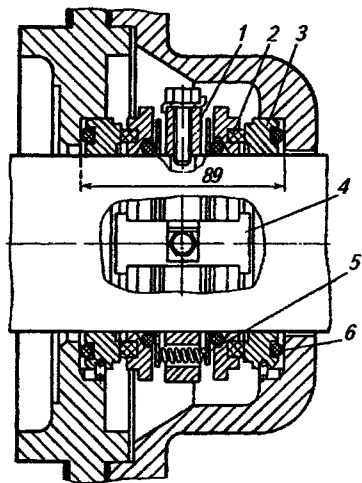


Рис. 58. Уплотнение вала компрессора П220:

1 — обойма; 2 — графитовое кольцо; 3 — стальное кольцо; 4 — планка; 5 — пружина; 6 — уплотнительное резиновое кольцо

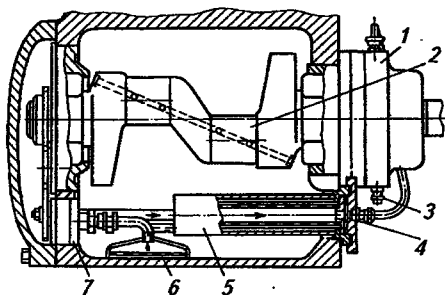
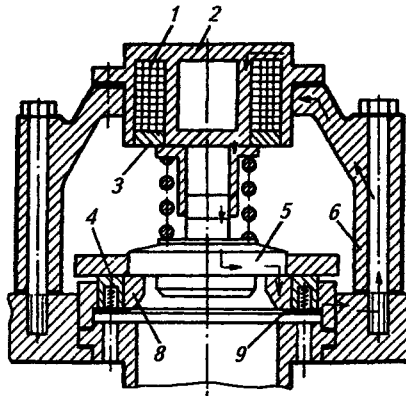


Рис. 59. Схема смазки компрессора П220



**Рис. 60. Схема электромагнитного отжима пластины всасывающего клапана:**

1 — катушка электромагнита; 2 — корпус электромагнита; 3, 4 — немагнитные вставки; 5 — клапан нагнетательный; 6 — проставка компрессора; 7 — пластина всасывающего клапана, 8 — корпус всасывающего клапана

производительности. Регулирование осуществляется электромагнитным отжимом пластин всасывающих клапанов (рис. 60). Отжим пластин происходит под действием электромагнитного поля, сосредоточенного в зоне пластин, которое притягивает пластины к седлу клапана. Электромагниты размещены в верхних крышках цилиндров. Напряжение, подаваемое на катушку 1, составляет 36 В. При подаче тока на катушку электромагнита образуется магнитное поле. Благодаря наличию в корпусе катушки и в корпусе клапана сваренных вставок из немагнитной стали 3 и 4, магнитные силовые линии распространяются по схеме, показанной на рис. 60. При всасывании пластина 7 всасывающего клапана прижимается к корпусу всасывающего клапана 8 и, замыкая магнитное поле между внешним и внутренним кольцами корпуса, остается в притянутом положении. При снятии напряжения с катушек клапан становится самодействующим. Направляющая нагнетательного клапана выполнена из алюминия, что исключает замыкание магнитных силовых линий непосредственно через нагнетательный клапан.

Непрямоточные компрессоры средней холодопроизводительности представляют собой унифицированный ряд компрессоров с ходом поршня 66 мм и диаметром цилиндров 76 мм. Они могут быть как в открытом исполнении с внешним приводом (П40, П60, П80), так и бессальниковыми (ПБ40, ПБ60, ПБ80) и предназначены для работы на R717, R22 и R12. Конструкция этих компрессоров аналогична конструкции компрессора П220. Все модели компрессоров изготовляют с механизмом регулирования производительности и без него. Этим механизмом можно пользоваться также для разгрузки компрессора при пуске, снижая пусковой момент элек-

тродвигателя, подобно байпасу. Производительность можно регулировать как автоматически, так и вручную.

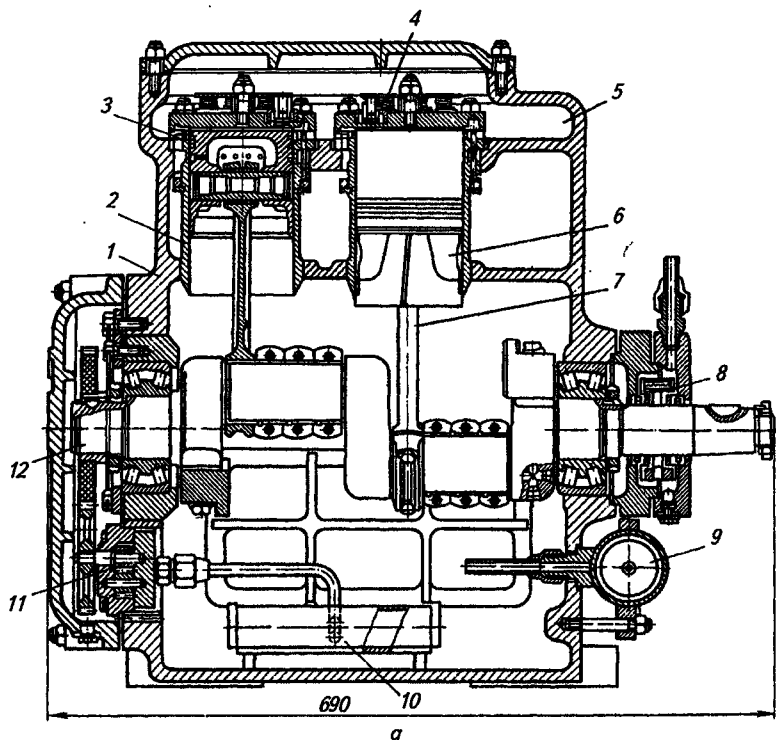
На рис. 61 показаны соответственно продольный и поперечный разрезы непрямоточного компрессора П80 — восьмицилиндрового, W-образного,  $Q_0 = 93\ 000$  Вт.

Блок-картер 1 представляет собой единую чугунную отливку с установленными в ней гильзами цилиндров 2. Во всасывающей полости блок-картера встроен запорный всасывающий клапан 14 и газовый фильтр, в нагнетательной полости 5 — нагнетательный клапан.

Коленчатый вал 12 штампованный, двухколенчатый, с насадными противовесами.

Шатуны 7 стальные, штампованные, двутаврового сечения, с неразъемными верхними и разъемными нижними головками (с косым разъемом). В верхние головки шатунов запрессованы бронзовые втулки, в нижние — стальные тонкостенные вкладыши автомобильного типа, залитые баббитом.

Всасывающие клапаны 3 пластинчатые, однокольцевые, расположены в верхней части гильзы цилиндра. Нагнетательные клапаны



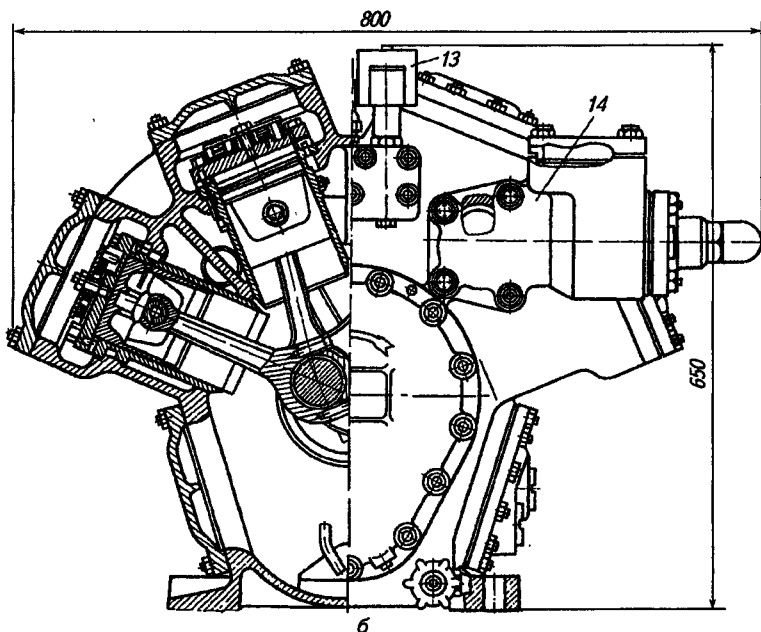
ны 4 пяточковые, смонтированы в отдельный узел и образуют верхнюю крышку цилиндра (рис. 62).

Поршни 6 литые, чугунные, с двумя компрессионными и одним маслосъемным кольцами.

Уплотнение вала 8 самоустанавливающееся, с восемью пружинами, расположенными в сепараторе. Торцевое уплотнение вала осуществляется графитовыми и стальными кольцами.

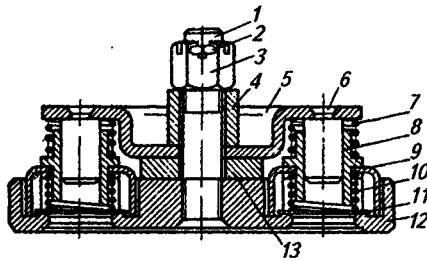
В компрессоре применена комбинированная система смазки: принудительная от шестеренного масляного насоса 11 для смазки шатунных шеек коленчатого вала; разбрызгиванием — для смазки зеркала цилиндров, поршневых пальцев и коренных подшипников качения.

В коленчатый вал масло подается через уплотнение вала, оно очищается сетчатым фильтром 10 при всасывании и щелевым фильтром 9 на нагнетательной линии масляного насоса. В компрессорах П40 и П80 есть механизм регулирования производительности 13 путем электромагнитного отжима всасывающих клапанов отдельных цилиндров. Этим же механизмом пользуются для



**Рис. 61. Непрямоточный восьмицилиндровый компрессор П80:**

*а* — продольный разрез, *б* — поперечный разрез: 1 — блок-картер; 2 — гильза цилиндра; 3 — всасывающий клапан; 4 — нагнетательный клапан; 5 — нагнетательная полость; 6 — поршень; 7 — шатун; 8 — уплотнение вала; 9 — щелевой фильтр; 10 — сетчатый фильтр; 11 — шестеренный масляный насос; 12 — коленчатый вал; 13 — механизм регулирования производительности; 14 — всасывающий вентиль



**Рис. 62. Нагнетательные пяточные клапаны:**

1 — шпилька; 2 — шплинт; 3 — гайка; 4 — втулка; 5 — плита верхняя; 6 — палец; 7, 10 — пружины; 8 — втулка; 9 — направляющая; 11 — пластина; 12 — плита нижняя; 13 — шайба

разгрузки компрессора при пуске. Кроме того, холодопроизводительность можно регулировать применением многоскоростных электродвигателей, изменяющих частоту вращения вала.

Конструктивно компрессоры, предназначенные для работы на фреонах, отличаются от аммиачных только сортом материала резинотехнических изделий и различным материалом приводной шестерни масляного насоса, а также отсутствием водяного охлаждения цилиндров. Кроме того, во фреоновых компрессорах в одной из боковых крышек смонтирован нагревательный элемент, предотвращающий вспенивание масла во избежание срыва подачи масла в систему при пуске компрессора после длительных стоянок при низких температурах окружающего воздуха.

Наиболее прогрессивный тип современного фреонового компрессора небольшой холодопроизводительности — компрессор со встроенным электродвигателем. Герметичные компрессоры по сравнению с открытыми имеют преимущества: более надежны в работе вследствие отсутствия уплотнения вала, так как обеспечивается полная герметичность и невозможность утечки хладагента; меньшие размеры и масса из-за отсутствия уплотнения вала, маховика; меньший шум при работе.

Существуют две конструктивные формы герметичных компрессоров: в стальном неразъемном штампованном кожухе и в чугунном разъемном кожухе.

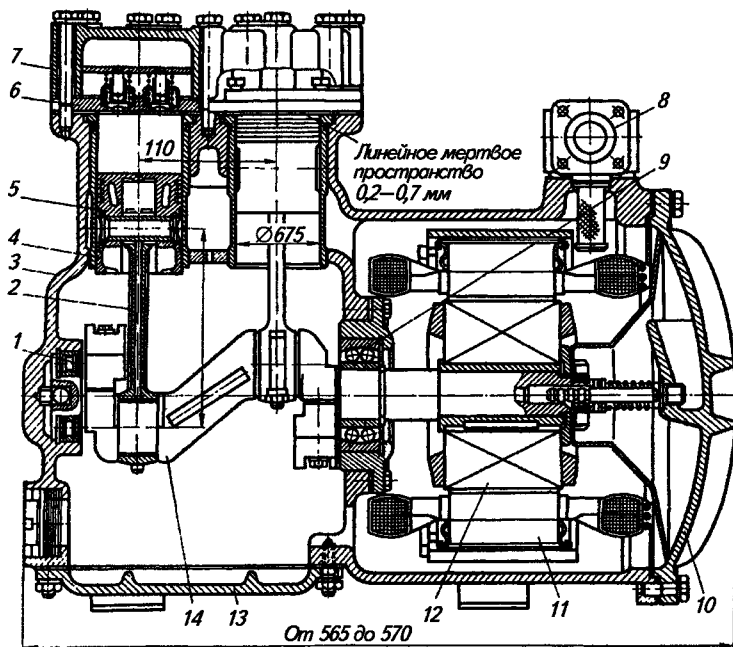
Наиболее надежны, легки, компактны и дешевы в производстве компрессоры в стальном неразъемном кожухе. В настоящее время такие компрессоры применяют не только для домашних холодильников. В основном с герметичными компрессорами изготавливают холодильные машины торгового типа ( $Q_0 \leq 3,26$  кВт); герметичные компрессоры применяют в автономных кондиционерах и с большей холодопроизводительностью (19,8 кВт).

Компрессоры в чугунном разъемном кожухе (рис. 63) изготовляют еще большей холодопроизводительности. Они вытесняют открытые компрессоры.

Герметичные компрессоры и агрегаты изготовляют для трех температурных режимов работы: 1)  $t_0 = -15^\circ\text{C}$ , ФГ — среднетемпературные компрессоры для домашних холодильников и торгового холодильного оборудования; 2)  $t_0 = +5^\circ\text{C}$ , ФГП — плюсовые компрессоры для автоматов продажи газированной воды, охладителей напитков, автономных кондиционеров; 3)  $t_0 = -35^\circ\text{C}$ , ФГН — низкотемпературные компрессоры для низкотемпературного торгового оборудования. Компрессоры типа ФГ могут работать и как плюсовые. Компрессоры ФГ работают на R12 и R134a, а ФГП и ФГН — на R22.

На рис. 64, а, б соответственно показаны продольный и поперечный разрезы герметичного компрессора ФГ-0,7.

Компрессор имеет стандартную холодопроизводительность 815 Вт при  $n = 24 \text{ с}^{-1}$  (1440 об/мин). Вал 1 компрессора установлен на подшипниках скольжения. На верхнем конце вала насажен ротор 2 электродвигателя. С помощью эксцентриковой или кривошипной передачи и шатунов вращательное движение вала пре-



**Рис. 63. Бессальниковый компрессор ФВ-6 БС:**

1, 9 — подшипники; 2 — шатун; 3 — блок-картер; 4 — поршень; 5 — цилиндровая гильза; 6 — клапанная плита; 7 — крышка цилиндра; 8 — всасывающий штуцер; 10, 13 — крышка картера; 11 — статор электродвигателя; 12 — ротор электродвигателя; 14 — коленчатый вал

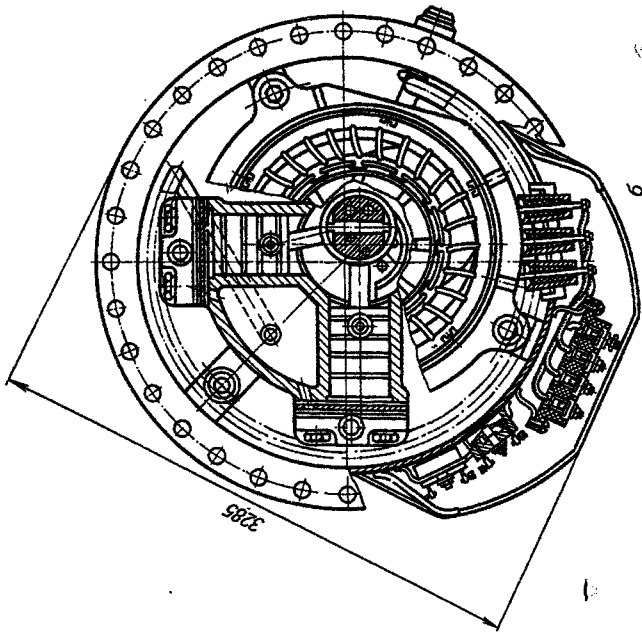
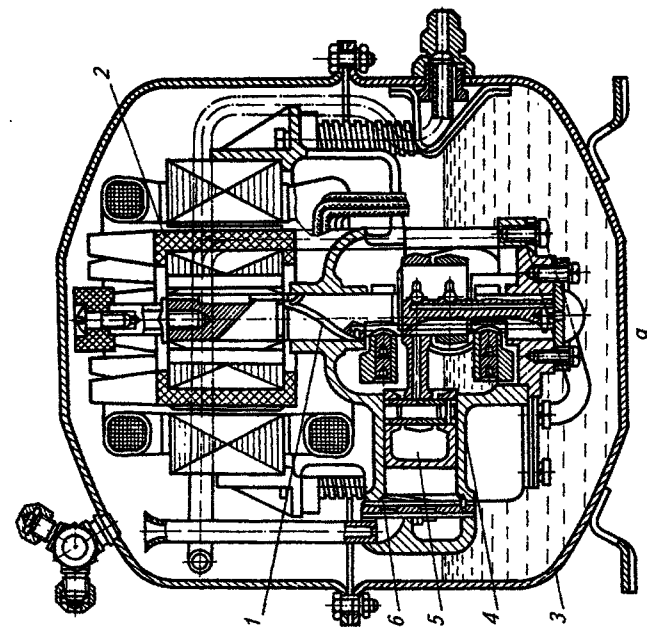


Рис. 64. Герметичный компрессор ФГ-0,7:  
*a* — продольный разрез; *b* — поперечный разрез

образуется в поступательное движение поршней 5. Два цилиндра 4 расположены под углом  $90^\circ$ . Поршни 5 не имеют колец. Уплотнение в них достигается за счет малого зазора (10...20 мкм) между поршнем и цилиндром. Клапаны 6 полосовые непрямоточные. Компрессор смазывается способом разбрызгивания посредством вала, в котором выполнены два вертикальных сверления, смещенных относительно оси вала, и одно радиальное. Компрессор заключен в разъемный кожух 3. В бессальниковых компрессорах электродвигатель охлаждается всасываемыми парами хладагента.

В малых непрямоточных компрессорах, работающих на R12 и R134a, всасывающие и нагнетательные клапаны размещают на клапанной плите, которая служит крышкой двух цилиндров (рис. 65). Такое расположение удобно в изготовлении и эксплуатации компрессора, но существенно увеличивает подогрев пара при всасывании, что снижает экономичность компрессора.

**Условные обозначения холодильных компрессоров.** Согласно ОСТ 26.03—1018 внедрена система условных обозначений холодильного оборудования, назначение которой — классификация промышленного оборудования и введение символических обозначений, дающих необходимую информацию о его составе и характеристиках.

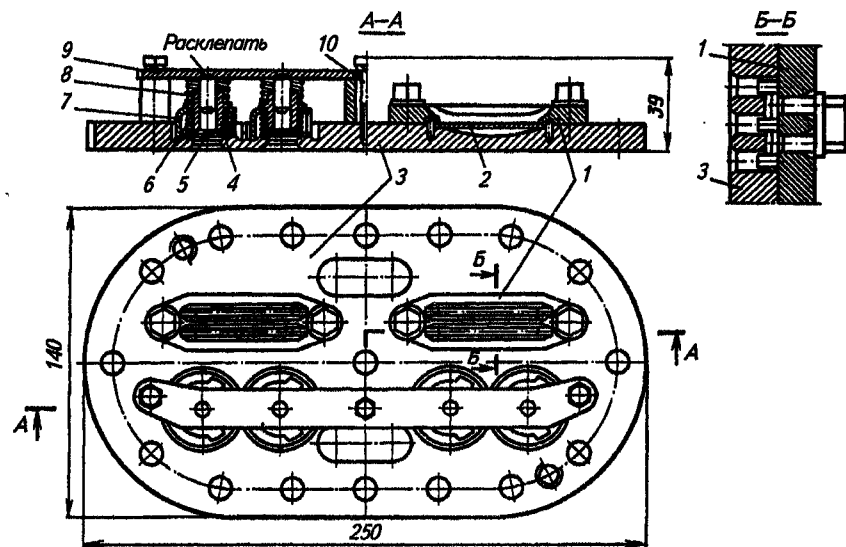


Рис. 65. Клапанная плита непрямоточного компрессора со всасывающими полосовыми и нагнетательными пятчковыми клапанами:

1 — седло всасывающего клапана; 2 — пластина всасывающего клапана; 3 — плита; 4 — направляющая втулка; 5 — пятчковая пластина нагнетательного клапана; 6 — пружина нагнетательного клапана; 7 — розетка нагнетательного клапана; 8 — буферная пружина; 9 — traversa упорная нагнетательного клапана; 10 — стягивающий болт



Условные обозначения типов поршневых, ротационных и винтовых компрессоров, а также хладагентов приведены в табл. 10.

10. Таблица условных обозначений, принятых в марках компрессоров

Тип компрессора	Условное обозначение типа компрессора	Хладагент	Условное обозначение хладагента
<b>Поршневой:</b>			
сальниковый	П	R12	1
бессальниковый	ПБ	R22	2
герметичный	ПГ	R13	3
<b>Ротационный:</b>			
сальниковый	Р	R142	4
бессальниковый	РБ	R502	5
<b>Винтовой:</b>			
сальниковый	ВХ	R13BI	6
бессальниковый	ВБ	R717	7

Температурный диапазон и наличие регулирования производительности обозначаются цифрой (табл. 11), проставляемой через дефис после обозначения хладагента.

11. Таблица условных обозначений температурного диапазона и наличия регулирования производительности

Температурный диапазон	Условное обозначение	
	без регулирования производительности	с регулированием производительности
Высокотемпературный	0	1
Среднетемпературный	2	3
Низкотемпературный	4	5
Поджимающий	6	7

В условное обозначение компрессора по ГОСТу 6492 входят: цифровое обозначение хладагента; тип; размер компрессора; модификация по исполнению (есть или нет) встроенного регулирования производительности.

Например: компрессор поршневой номинальной холодопроизводительностью 80 тыс. ккал/ч (93 кВт), работающий на R22 в среднетемпературном режиме, с регулированием холодопроизводительности обозначается как П80-2-3; тот же компрессор, но бессальниковый, работающий на R12 без регулирования производительности, — ПБ 80-1-2.

Характеристика поршневых одноступенчатых компрессоров и агрегатов приведена в табл. 12.

12. Технические характеристики поршневых одноступенчатых компрессоров и агрегатов

Компрессор или агрегат	Хлад- агент	Распо- ложение цилинд- ров	Чис- ло ци- линд- ров	Диаметр цилинд- ра, мм	Ход порш- ня, мм	Частота враще- ния ва- ла, с <sup>-1</sup>	Теорети- ческая объемная подача, м <sup>3</sup> /с	Номиналь- ная холо- дотроизво- димость, кВт	Эффек- тивная мощ- ность, кВт	Габаритные размеры, мм			Мас- са, кг	Диаметр патрубоков $d_{\text{пат}}$
										дли- на	ши- рина	вы- сота		
ПБ 4,5	R134a	B	1	67,5	65	24	0,00558	5,23	2,1	485	338	485	98	25/25
1 ПБ 7	R134a R22 R142	V	2	67,5	50	16	0,00557	5,06 8,02 4,24	2,02 3,2 2	595	370	455	130	25/25
1 ПБ 10	R134a R22 R142	V	2	67,5	50	24	0,0086	7,56 11,98 6,4	3 4,8 3	595	370	455	130	25/25
4 ПБ 14	R134a R22 R142	V	4	67,5	50	16	0,011	10,17 16,04 8,48	4,07 6,4 4	710	540	510	220	32/25
4 ПБ 20	R134a R22 R142	V	4	67,5	50	24	0,017	15,12 23,95 12,8	6 9,6 6	710	540	510	220	32/25
4 ПБ 28	R22 R142	W	8	67,5	50	16	0,022	32,56 17,09	13 8	860	630	555	340	50/40
4 ПБ 35	R22 R142	W	8	67,5	50	24	0,034	48,0 25,8	19,2 12,0	860	630	555	350	50/40
П40-2	R22	V	4	76	66	24	0,029	44,2	13,1	850	610	575	320	50/50
П40-7	R717	V	4	76	66	24	0,029	45,4	13,3	850	610	575	350	50/50
ПБ40-2	R22	V	4	76	66	22	0,029	42,4	13,75	1000	610	575	420	50/50
П80-2	R22	W	8	76	66	22	0,058	93	27,5	921	710	640	440	80/70
П80-7	R717	W	8	76	66	22	0,058	88,9	14,6	921	710	640	440	80/70

Компрессор или агрегат	Хлад- агент	Распо- ложение цилинд- ров	Чис- ло ци- линд- ров	Диаметр цилинд- ра, мм	Ход порш- ня, мм	Частота враще- ния ва- ла, с <sup>-1</sup>	Теорети- ческая объемная подача, м <sup>3</sup> /с	Номиналь- ная холо- допроизво- димость, кВт	Эффек- тивная мощ- ность, кВт	Габаритные размеры, мм			Диаметр патрубков $d_{1,2}/d_{3,4}$	
										дли- на	ши- рина	вы- сота		
ПБ80-2	R22	W	8	76	66	25	0,058	90,6	30	1089	780	640	530	80/70
П25-7-2	R717	B	2	76	76	25	0,0172	26,7	15	800	500	640	—	40/40
П50-7-2	R717	V	4	76	76	25	0,034	53,5	22	735	625	720	—	50/50
П100-7-2	R717	W	8	76	76	25	0,068	107,0	45	780	710	720	—	80/70
ПБ25-2-0	R22	B	2	76	76	25	0,0172	49	11	1100	540	605	320	40/40
ПБ25-2-2	R22	B	2	76	76	25	0,0172	26,2	7,5	1100	540	605	320	40/40
ПБ50-2-0	R22	V	4	76	76	25	0,034	98,9	22	1020	620	720	408	50/50
ПБ50-2-2	R22	V	4	76	76	25	0,034	52,5	15	1020	620	720	408	50/50
ПБ100-2-0	R22	W	8	76	76	25	0,068	197,8	45	1100	710	725	545	80/70
ПБ100-2-2	R22	W	8	76	76	25	0,068	105	37	1100	710	725	545	80/70
А110-7-0	R717	V	4	115	82	24	0,0836	325	53	2275	1225	1370	2365	100/65
А110-7-1	R717	V	4	115	82	24	0,0836	326	53	2200	1225	1370	2555	100/65
А110-7-2	R717	V	4	115	82	24	0,0836	139	39	2200	1225	1370	2250	100/65
А110-7-3	R717	V	4	115	82	24	0,0836	139	39	2200	1225	1370	2440	100/65
АО600П	R717	ГО	2	280	220	8,33	0,44	670	190	4060	3547	1735	4390	200/150
АО1200П	R717	ГО	4	280	220	~ 8,33	0,88	1340	343	5788	4180	1530	9390	200/150

П р и м е ч а н и я: 1. Условные обозначения: П — поршневой сальниковый; ПБ — поршневой бессальниковый; А — агрегат; V — V-образный; W — W-образный; B — вертикальный; ГО — горизонтальный оппозитный;

2. Номинальная холодопроизводительность рассчитана при условиях: для среднетемпературного режима  $t_0 = -15^\circ\text{C}$ ;  $t_k = +30^\circ\text{C}$ ;  $t_{вс} = -10^\circ\text{C}$ ;  $t_{т} = +25^\circ\text{C}$ ; для высокотемпературного режима  $t_0 = +5^\circ\text{C}$ ;  $t_k = +35^\circ\text{C}$ ;  $t_{вс} = +10^\circ\text{C}$ ;  $t_{т} = +30^\circ\text{C}$ ; для R142  $t_0 = +5^\circ\text{C}$ ;  $t_k = +60^\circ\text{C}$ ;

3. Смазочное масло: для аммиака — ХА30, для фреонов — ХС40.

### 5.3. ПОРШНЕВЫЕ ДВУХСТУПЕНЧАТЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Многоступенчатое сжатие в холодильных машинах можно осуществить многоступенчатыми компрессорами или одноступенчатыми компрессорами, скомпонованными в агрегат многоступенчатого сжатия (чаще двухступенчатого). В качестве ступени низкого давления применяют обычный или специальный поджимающий (бустер) компрессор с увеличенным диаметром цилиндра. Двухступенчатые компрессоры бывают крещцкопфные с горизонтальным и угловым расположением цилиндров и бескрещцкопфные. Выпускаются горизонтальные оппозитные двухступенчатые компрессоры ДАОН-550П, ДАОН-350, ДАО-275.

По конструкции (рис. 66) они аналогичны одноступенчатым компрессорам. На ЦВД охлаждающая водяная рубашка отсутствует.

До 1975 г. выпускали двухступенчатые блок-картерные, прямоточные компрессоры ДАУ-50, ДАУУ-100 с ходом поршня 130 мм и диаметром 150 мм, унифицированные с компрессорами АУ-200, АУУ-400. Компрессор ДАУ-50 — четырехцилиндровый, У-образный, с углом развала между цилиндрами 90 °С, ДАУУ-100 — восьмицилиндровый, УУ-образный, с углом развала между цилиндрами 45 °С.

В настоящее время Московский завод холодильного машиностроения «Компрессор» выпускает двухступенчатый аммиачный непрямоточный, поршневой компрессор ПД55. Этот компрессор восьмицилиндровый, унифицированный с компрессором П 220.

Два цилиндра образуют ступень высокого давления (СВД), шесть цилиндров — ступень низкого давления (СНД) с отношением объемов 1 : 3. Всаивающая полость отделена от остальных полостей литой перегородкой. Всаивающая полость СНД соединена с полостью картера уравнительными отверстиями. Цилиндры имеют водяное охлаждение. Для предотвращения протечек

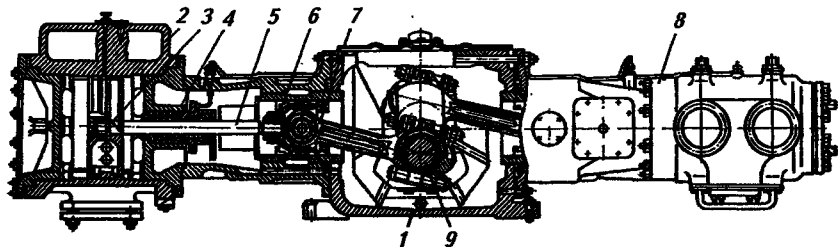


Рис. 66. Аммиачный оппозитный двухступенчатый компрессор:

1 — рама; 2 — водяная рубашка ЦНД; 3 — поршень; 4 — уплотнение штока; 5 — шток; 6 — крещцкопф; 7 — шатун; 8 — ЦВД; 9 — вал

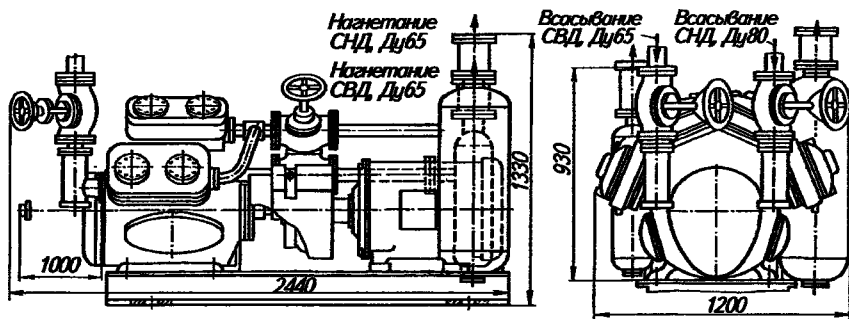


Рис. 67. Агрегат АД55-7-4

пара из всасывающей полости СВД в картер на нижнем центрирующем пояске цилиндровой гильзы установлено резиновое уплотнительное кольцо, а для уменьшения протечек из рабочей полости СВД в гильзах сделаны радиальные отверстия диаметром 6 мм, расположенные в нижней части рабочей полости, через которые пар возвращается во всасывающую полость, а не в картер. Таким образом, давление в картере не превышает давления всасывания СВД, что исключает повышенный унос масла из картера.

Компрессор ПД55 снабжен системой регулирования холодопроизводительности путем отжима пластин всасывающего клапана электромагнитным способом, принцип действия которого аналогичен принципу действия механизма регулирования одноступенчатого компрессора.

При достижении установленного давления всасывания СВД от реле давления поступает сигнал на электромагнитные катушки одного цилиндра СВД и трех цилиндров СВД — холодопроизводительность уменьшается на 50%. В случае дальнейшего понижения давления другое реле давления выключает компрессор.

Когда давление в испарительной системе повысится до установленного значения, произойдет пуск компрессора с 50%-ной производительностью, а при дальнейшем повышении давления включаются все цилиндры. Такой компрессор выпускают в составе агрегата АД55-7-4, в который кроме самого агрегата входят смонтированный на стальной сварной раме электродвигатель, маслоотделители обеих ступеней 65 МО, запорная арматура, обратные клапаны и приборы автоматической защиты компрессора.

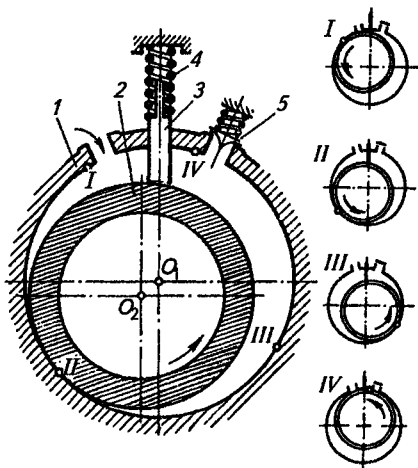
На рис. 67 изображен общий вид агрегата АД55-7-4. Характеристики двухступенчатых поршневых компрессорных агрегатов приведены в табл. 13.

### 13. Техническая характеристика двухступенчатых поршневых компрессорных агрегатов

Показатели	АД25-7-4	АД55-7-4	АД50-7-4	АД175-7-4	АД350-7-4
Расположение цилиндров	УУ	УУ	ГО	ГО	ГО
Число цилиндров	8	8	4	2	4
Диаметр цилиндра, мм:					
низкого давления	76 6	115 6	450 2	500	500 2
высокого »	76 2	115 2	280 2	280	280 2
Ход поршня, мм	76	82	220	220	220
Частота вращения вала, с <sup>-1</sup>	24	24,5	8,33	8,33	8,33
• Теоретическая объемная подача, м <sup>3</sup> /с:					
ЦНД	0,052	0,125	1,3	0,722	1,444
ЦВД	0,0172	0,042	0,416	0,208	0,416
• Номинальная холодопроизводительность, кВт	22,5	67,5	640	203,5	407
Эффективная мощность, кВт	15,2	39	330	160	315
Габаритные размеры, мм:					
длина	1700	500	5500	4060	5600
ширина	1065	1330	5000	4860	5000
высота	1070	1290	1500	1500	1500
Масса, кг	900	2600	13250	7300	13300
Диаметр патрубка					
$D_{y,вс}/D_{y,н}$ , мм:					
ЦНД	70/50	80/65	300/200	200/200	300/200
ЦВД	40/40	65/65	200/150	125/100	200/150
Промежуточный сосуд	—	СПА 600	В комплект поставки не входит		
Габаритные размеры, мм:					
длина	1115	2440	—	—	—
ширина	755	1200	—	—	—
высота	1620	1330	—	—	—

#### 5.4. РОТАЦИОННЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Компрессор, в котором ротор (поршень) вращается относительно цилиндра, называют *ротационным*. По характеру движения ротора ротационные компрессоры разделяют на две основные группы: с катящимся ротором и с вращающимся ротором. На рис. 68 изображена схема ротационного компрессора с катящимся ротором. По неподвижной поверхности цилиндра 1 катится ротор 2, который приводится в движение валом с эксцентриком. Так как ось ротора смещена относительно оси цилиндра, то между цилиндром и ротором образуется серповидная полость, положение которой непрерывно меняется в зависимости от угла поворота ротора. Серповидная полость разделена пластиной (лопастью 3), плотно прижимаемой пружиной 4 к ротору, на две изолированные части: всасывающую и нагнетательную. Когда ротор находится в верхнем положении 1 и отжимает лопасть в паз, в цилиндре образуется одна серпообразная полость, заполненная парами хладагента. При дальнейшем вращении ротора пластина под



**Рис. 68. Схема ротационного компрессора с катящимся ротором:**

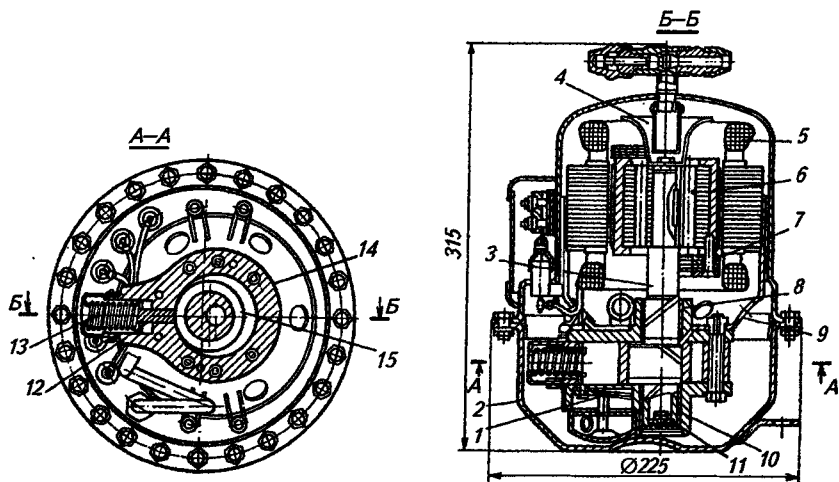
1 — цилиндр; 2 — ротор; 3 — лопасть; 4 — пружина; 5 — нагнетательный клапан

действием массы и силы пружины опускается (положение II), разделяя цилиндр на две изолированные полости. Объем серповидной полости, находящейся за ротором, увеличивается, и полость заполняется паром из всасывающего трубопровода. Процесс всасывания заканчивается, когда всасывающая полость занимает максимальный объем (положение III). По мере движения ротора объем полости перед ротором уменьшается, в результате чего пар сжимается; когда давление пара несколько превысит давление в нагнетательном трубопроводе (т. е. в конденсаторе), открывается нагнетательный клапан 5, и сжатый пар выталкивается в нагнетательный трубопровод (положение IV).

*Ротационный герметичный компрессор ФГР-0,7 с катящимся ротором* холодопроизводительностью 815 Вт показан на рис. 69. Компрессор с электродвигателем заключен в штампованный стальной кожух 2. Внутри цилиндра 14 размещен ротор 15, насаженный на эксцентриковый вертикальный вал 3. Вал опирается на два бронзовых подшипника 8 и 10. В левой части цилиндра находится лопасть 12 с пружиной 13, прижимающей лопасть к поверхности ротора. Нагнетательный пластинчатый клапан 1 помещен в нижней крышке. Компрессор уравновешен установкой на торцах ротора электродвигателя 6 двух противовесов 7. В нижнюю часть эксцентрикового вала, имеющего центральное отверстие, впрессована втулка 11 с одним центральным и четырьмя радиальными отверстиями, выполняющая роль центробежного масляного насоса. Масло поднимается по центральному отверстию вала до средней части верхнего подшипника ротора, откуда через ради-

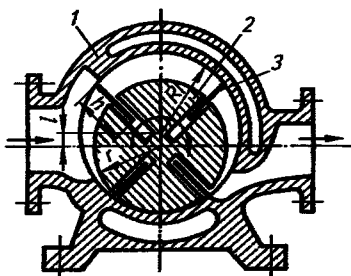
альное сверление подается в спиральную канавку, по которой выбрасывается в чашку 9 для запрессовки статора, являющуюся маслосборником. Из чашки масло по трем каналам поступает в кольцевую канавку верхней части подшипника ротора, затем по спиральной канавке спускается в нижнюю кольцевую канавку и выводится в картер компрессора. В верхней части эксцентрикового вала болтом ротора электродвигателя крепится фигурная чашка 4, предназначенная для отбоя масла. Это обеспечивает хорошее охлаждение обмоток 5 электродвигателя и предотвращает попадание масла в зазор между статором и ротором.

На рис. 70 изображена схема компрессора с вращающимся ротором 2 в неподвижном цилиндре или корпусе 1. Ось вращения ротора смещена относительно оси цилиндра. В роторе имеют-



**Рис. 69. Ротационный герметичный компрессор ФГР-07:**

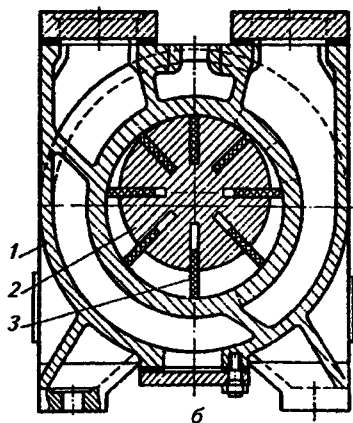
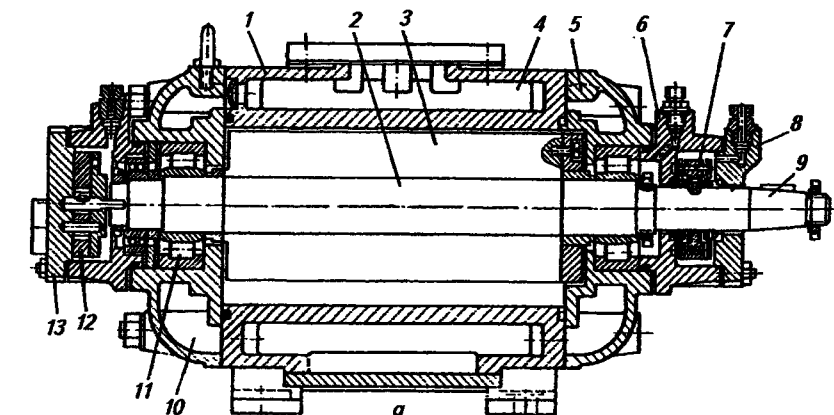
1 — нагнетательный клапан; 2 — кожух; 3 — вал; 4, 9 — чашки; 5 — обмотка электродвигателя; 6 — ротор электродвигателя; 7 — противовес; 8, 10 — подшипники; 11 — втулка; 12 — лопасть; 13 — пружина; 14 — цилиндр; 15 — ротор компрессора



**Рис. 70. Схематичный разрез ротационного пластинчатого компрессора с вращающимся ротором:**

1 — корпус; 2 — ротор; 3 — пластина





**Рис. 71. Компрессор Р90-7-6:**  
*а* — продольный разрез; *б* — поперечный разрез

ся прорези, в которых скользят пластины 3. При вращении поршня пластины под действием центробежной силы выталкиваются из прорезей и упираются в поверхность цилиндра, затем вновь занимают первоначальное положение. Пространство между цилиндром и поршнем делится пластинами на отдельные камеры, наибольший объем которых — в верхней части цилиндра, наименьший — в нижней части. Пар из всасывающего трубопровода захватывается пластинами и сжимается в камерах между пластинами. Когда камера достигает нагнетательного окна, пар выталкивается через окно в нагнетательный трубопровод. Ротационные пластинчатые аммиачные компрессоры в настоящее время применяют в качестве поджимающих для получения низких температур в двухступенчатой установке. Пластинчатый ротационный аммиачный

компрессор Р90-7-6 показан на рис. 71. Цилиндр 1 и торцевые крышки 5 и 10 компрессора чугунные, литые, с водяными охлаждающими рубашками 4. Ротор 2 представляет собой чугунный барабан, напрессованный на стальной вал 9. По всей длине ротора профрезерованы пазы под пластины 3 из асботекстолита. Вал опирается на радиальные роликоподшипники 11. Выходной конец вала имеет уплотнение 7 с крышкой 8, установленное в корпусе 6. Пара трения: графит — сталь. Клапанов в компрессоре нет, пары аммиака всасываются и нагнетаются через окна цилиндра. Смазка компрессора от шестеренного насоса 12, который смонтирован на компрессоре и приводится в действие от его вала. Насос закрыт крышкой 13.

Ротационные компрессоры по сравнению с поршневыми имеют ряд преимуществ: значительно меньшие габаритные размеры и масса; отсутствие всасывающих, а часто и нагнетательных клапанов; хорошая уравновешенность, что дает возможность отказаться от фундаментов, устанавливать компрессоры на верхних этажах зданий и применять их в транспортных установках. Вследствие небольшого количества движущихся частей, подвергающихся износу и поломке, ротационные компрессоры надежны в эксплуатации даже при работе влажным ходом и просты в обслуживании. Существенный их недостаток по сравнению с поршневыми компрессорами — необходимость большой точности изготовления, так как высокий КПД этих машин можно обеспечить при минимальных неплотностях между ротором и торцами цилиндра или пластинами и стенками цилиндра.

## 5.5. ВИНТОВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Различают два типа винтовых компрессоров: 1) сухого сжатия, которые сжимают и нагнетают пар, не загрязненный маслом, т. е. в полость сжатия таких компрессоров масло не поступает; 2) маслозаполненные, в полость сжатия которых подается большое количество масла.

В холодильной технике применяют в основном маслозаполненные винтовые компрессоры. По сравнению с сухими они имеют преимущества: масло охлаждает сжимаемый пар и уплотняет зазоры между элементами компрессора, что уменьшает внутренние перетечки пара и повышает объемную подачу компрессора, а также снижает температуру пара при нагнетании. Это позволяет упростить конструкцию компрессора, снизить частоту вращения, уменьшить шум, расширить область одноступенчатого сжатия, приблизить процесс сжатия к наиболее выгодному изотермическому, повысив надежность и долговечность компрессоров, осуществить полную их автоматизацию.

К недостаткам винтовых маслозаполненных компрессоров относится наличие развитой системы смазки, что приводит к увели-

чению массы и габаритов компрессорных агрегатов, повышению их стоимости. Винтовые компрессоры имеют преимущества перед поршневыми: отсутствуют всасывающие и нагнетательные клапаны, возвратно-поступательно движущиеся части, нет трения между ротором и корпусом, что повышает их надежность и долговечность и увеличивает межремонтные сроки, однако энергетическая эффективность их несколько ниже, чем поршневых. С учетом перечисленных преимуществ и недостатков винтовые маслозатопленные компрессоры целесообразно применять в диапазоне холодопроизводительности от 400 до 1750 кВт. Разработан типоразмерный ряд винтовых компрессоров, который включает три базовые модели 5ВХ-350, 6ВХ-700 и 7ВХ-1400, с наружными диаметрами роторов 200; 250; 315 мм, отношением их длины к диаметру 1; 3; 5, что соответствует холодопроизводительности 350, 700, 1400 тыс. ккал/ч (406; 812 и 1624 кВт) для аммиака при  $t_0 = -15^\circ\text{C}$ ,  $t_1 = +30^\circ\text{C}$ , синхронной частоте вращения  $50\text{ с}^{-1}$ .

На рис. 72 показан винтовой компрессор. Компрессор состоит из корпуса 1, ведущего 2 и ведомого 4 роторов, регулятора производительности и уплотнений.

Корпус 1 компрессора чугунный литой с одним вертикальным разъемом. В нем имеется рабочая полость с диагональным расположением окон всасывания и нагнетания.

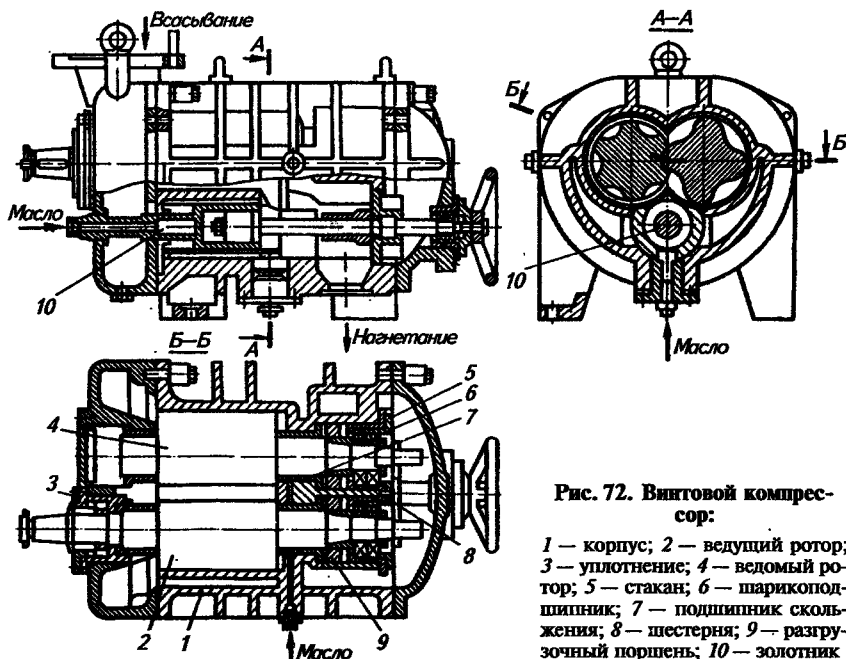


Рис. 72. Винтовой компрессор:

1 — корпус; 2 — ведущий ротор; 3 — уплотнение; 4 — ведомый ротор; 5 — стакан; 6 — шарикоподшипник; 7 — подшипник скольжения; 8 — шестерня; 9 — разгрузочный поршень; 10 — золотник

Окно нагнетания выполнено в сменной торцевой приставке разных размеров, что позволяет унифицировать корпус в компрессорах с различными геометрическими степенями сжатия  $\psi = V_1/V_2$  ( $\psi = 2,6; 4,0; 5,0$ ). В цилиндрических расточках корпуса находятся роторы (винты) — ведущий 2 и ведомый 4, изготовленные из легированной конструкционной стали, с зубчато-винтовыми лопастями. Ведущий ротор, соединенный с электродвигателем муфтой, имеет четыре выпуклых зуба, ведомый ротор, приводимый в движение давлением пара, сжимаемого в рабочих полостях, имеет шесть впадин. При вращении роторов профили зубьев взаимно обкатываются, не соприкасаясь друг с другом, что достигается точным выполнением профилей зубьев и, кроме того, синхронизирующей парой шестерен 8, которая удерживает валы ротора на определенном расстоянии друг от друга вследствие одинаковой угловой скорости их вращения и обеспечивает минимальные зазоры между профилями роторов (менее 1 мм), крышками и расточкой корпуса: со стороны всасывания 0,5 мм, со стороны нагнетания 0,1 мм. Зазоры между ротором и цилиндрической поверхностью корпуса 0,25 мм. Опорами роторов служат подшипники скольжения 7 в виде бронзовых втулок (ГОСТ 5017) с заливкой баббитом (ГОСТ 1320), воспринимающие радиальные нагрузки.

При работе компрессора на роторах возникают большие не только радиальные, но и осевые нагрузки из-за значительной разности давлений нагнетания и всасывания:  $\approx (17...18) \cdot 10^5$  Па.

Осевые нагрузки, действующие на роторы, воспринимаются сдвоенными радиально-упорными шарикоподшипниками 6, установленными в стакане 5, с диаметральным зазором и не воспринимающими радиальных сил. Кроме подшипников 6 осевые нагрузки воспринимает разгрузочный поршень 9, который перемещается под давлением масла, подаваемого в полость перед поршнем. Вал ведущего ротора со стороны всасывания имеет уплотнение 3 торцевого типа с графитовыми кольцами трения.

Принцип действия винтового компрессора следующий. При вращении роторов, постепенно начиная от торца всасывания, освобождаются впадины между зубьями. Эти впадины благодаря создаваемому в них разрежению заполняются паром, поступающим через окно всасывания из камеры всасывания. К моменту, когда одна из впадин ротора полностью освободится от заполнявшего ее зуба и объем впадины будет максимальным, она пройдет окно всасывания, и на этом всасывание закончится. Объем пара окажется заключенным между поверхностями роторов и корпуса. По мере вращении роторов зуб ведомого ротора начнет заполнять впадину ведущего ротора, уменьшая ее объем и тем самым сжимая пар. Затем впадина ведущего ротора соединится с соответствующей впадиной ведомого, образуя общую парную полость. Несколько позже следующий зуб ведущего ротора станет заполнять рассматриваемую впадину ведомого, сжатие пара в парной полости ускорится и будет

продолжаться до того момента, когда полость подойдет к кромке окна нагнетания, и в момент, когда парная полость соединится с камерой нагнетания, начнется процесс нагнетания. Процессы всасывания, сжатия и нагнетания пара последовательно чередуются для каждой отдельно взятой парной полости, но благодаря непрерывному следованию полостей одна за другой с большой скоростью обеспечивается непрерывная подача пара компрессором.

Смазочное масло от насоса подается во всасывающую камеру и проходит вместе с паром через компрессор. Наличие масла и его температура влияют на температуру нагнетания пара, которая даже при больших отношениях давлений не достигает высоких значений, и поэтому винтовые маслозаполненные компрессоры можно использовать для получения низких температур в одноступенчатом цикле. Конструкция винтового компрессора позволяет осуществить плавное регулирование производительности в пределах от 10 до 100 %. В нижней части цилиндра есть прорезь, в которой вдоль оси роторов перемещается золотник 10 с помощью электродвигателя через червячный редуктор. Крайнему положению золотника на стороне всасывания соответствует номинальная производительность компрессора. Во время перемещения золотника в сторону нагнетания рабочая длина роторов уменьшается и снижается производительность. Золотник также разгружает компрессор во время пуска для уменьшения пускового момента и снижения пусковых нагрузок. Золотник имеет и ручной привод — с помощью маховика, расположенного на корпусе червячного редуктора. Винтовые компрессоры выпускают в составе агрегатов, которые укомплектованы электродвигателем, маслоотделителем, маслонасосом с электродвигателем, фильтрами, запорной арматурой и приборами автоматики. Схема агрегата показана на рис. 73.

Все узлы винтового агрегата смонтированы на корпусе сепаратора-маслоотделителя 11. Пар хладагента поступает через запорный вентиль 8 и газовый фильтр 9 в компрессор 10, где сжимается, одновременно смешиваясь с впрыскиваемым в рабочую полость маслом. Маслоаммиачная смесь поступает в маслоотделитель 11, где отделяется масло. Освобожденный от масла пар аммиака через вентиль 3 и обратный клапан 2 поступает в нагнетательный трубопровод. Маслоотделитель представляет собой цилиндрический сосуд, внутри которого расположено три набора сеток-сепараторов. Отделение масла происходит вследствие резкого изменения направления движения паромасляной смеси, уменьшения скорости и осаждения капель масла на сетках. Отделившееся масло стекает в маслосорник 12, расположенный под маслоотделителем. Из маслосорника масло через фильтр 13 грубой очистки шестеренным насосом 1 подается в маслоохладитель 5. Разность давлений масла поддерживается в пределах  $1,7 \cdot 10^5$  Па. Маслоотделитель кожухотрубного типа. Вода циркулирует в трубах, масло — в межтрубном пространстве.

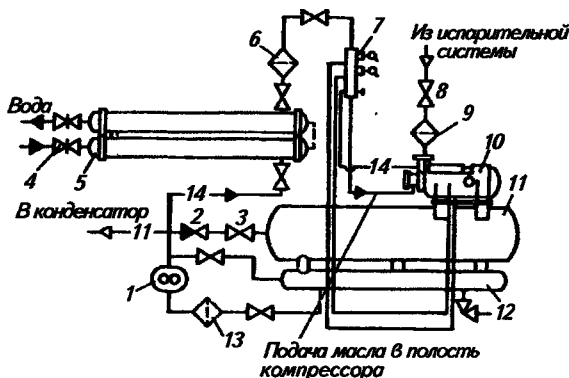


Рис. 73. Схема винтового агрегата:

1 — шестеренный насос; 2 — обратный клапан; 3, 8 — запорные вентили; 4 — задвижка; 5 — маслоохладитель; 6, 13 — фильтры; 7 — распределительный коллектор; 9 — газовый фильтр; 10 — компрессор; 11 — маслоотделитель; 12 — маслосорник

Охлажденное масло проходит через фильтр 6 тонкой очистки в распределительный коллектор 7 и далее к местам смазки: в уплотнение вала и на подшипники. Отработанное масло из подшипников попадает в камеру всасывания и вместе с паром — в рабочую полость.

Агрегат снабжен двумя предохранительными клапанами: один клапан соединяет маслоотделитель со всасывающей стороной компрессора и предохраняет компрессор от разности давлений нагнетания и всасывания выше номинальной, второй клапан защищает маслоотделитель при повышении давления свыше рабочего.

Технические характеристики винтовых одноступенчатых и поджимающих компрессорных агрегатов приведены в табл. 14, а двухступенчатых агрегатов с винтовыми компрессорами — в табл. 15.

14. Техническая характеристика винтовых одноступенчатых и поджимающих агрегатов

Агрегат	Диаметр цилиндра, мм	Отношение длины ротора к диаметру	Теоретическая объемная подача, м <sup>3</sup> /с	Номинальная холодопроизводительность, кВт	Эффективная мощность, кВт	Габаритные размеры, мм			Масса, кг	Диаметр патрубков $d_{у.в.}/d_{у.н.}$
						длина	ширина	высота		

*Одноступенчатые компрессорные агрегаты*

A130-7-3	160	0,9	0,083	150	54,2	2200	950	1100	1340	125/100
A280-7-1	200	0,9	0,165	635	112	2825	1030	1420	2385	150/100
A280-7-3	200	0,9	0,165	300	90,5	2825	1030	1420	2385	150/100
A350-7-0	200	1,35	0,213	984	173	2900	1150	2200	3300	150/100

Агрегат	Диаметр цилиндра, мм	Отношение длины ротора к диаметру	Теоретическая объемная подача, м <sup>3</sup> /с	Номинальная холодопроизводительность, кВт	Эффективная мощность, кВт	Габаритные размеры, мм			Масса, кг	Диаметр патрубков $d_{y,ac}/d_{y,n}$
						длина	ширина	высота		
A350-7-1	200	1,35	0,213	984	173	2900	1150	2200	3450	150/100
A350-7-2	200	1,35	0,213	423,5	129	2900	1150	2200	3170	150/100
A350-7-3	200	1,35	0,213	423,5	129	2900	1150	2200	3320	150/100
A800-7-3	250	1,35	0,472	848	275	2975	1200	2200	3050	200/150
A1400-7-3	300	1,35	0,825	1750	515	4080	1900	3110	10465	300/200
A1600-7-3	315	1,35	0,972	1780	565	5800	1200	2900	10000	300/200

## Поджимающие компрессорные агрегаты

5BX350/2,6A	200	1,35	0,244	157	52	2900	1065	1933	2600	150/100
АН 130-7-7	160	0,9	0,243	162	46,2	2900	1050	1900	2525	150/100
АН 300-7-7	250	1,35	0,472	318	91	3580	1400	2530	4000	250/150
АН 600-7-7	300	1,35	0,825	628	171	5500	1200	2900	5600	300/200

Примечания. 1. Условное обозначение: А — агрегат одноступенчатый; АН — агрегат бустерный (ступень низкого давления); 130 — номинальная холодопроизводительность; 7 — работа на R717; 0 — высокотемпературный режим работы с двухпозиционным регулированием холодопроизводительности; 1 — высокотемпературный режим работы с плавным автоматическим регулированием холодопроизводительности; 2 — среднетемпературный режим работы с двухпозиционным регулированием холодопроизводительности; 3 — среднетемпературный режим работы с плавным автоматическим регулированием холодопроизводительности; 7 — дожимающий режим работы; 2,6 — геометрическая степень сжатия.

2. Номинальная холодопроизводительность рассчитана при условиях: для высокотемпературного режима  $t_0 = 5^\circ\text{C}$ ;  $t_k = 30^\circ\text{C}$ ;  $t_{ac} = 15^\circ\text{C}$ ; для среднетемпературного режима  $t_0 = -15^\circ\text{C}$ ;  $t_k = 30^\circ\text{C}$ ;  $t_{ac} = -10^\circ\text{C}$ ; для дожимающего режима —  $t_0 = -40^\circ\text{C}$ ;  $t_{np} = -10^\circ\text{C}$ ;  $t_{ac} = -20^\circ\text{C}$ . Частота вращения ротора  $n = 48 \text{ c}^{-1}$ .

## 15. Техническая характеристика двухступенчатых агрегатов с винтовыми компрессорами

Агрегат	Холодопроизводительность $t_0 = -40^\circ\text{C}$ , $t_k = 35^\circ\text{C}$ , $t_{ac} = -20^\circ\text{C}$ , кВт	Мощность, кВт		Теоретическая объемная подача, м <sup>3</sup> /с	Габаритные размеры, мм			Масса, кг	Диаметр патрубков $d_{y,ac}/d_{y,n}$
		эффективная	двигателя		длина	ширина	высота		
АД-130-7-5	157	—	—	—	—	—	—	—	—
В том числе:									
5 ВХ350/2,6А (низкая ступень)	—	52	55	0,244	2900	1065	1933	2600	150/100
А110-7-0 (высокая ступень)	—	—	75	0,0836	2275	1215	1370	2555	100/65

Агрегат	Холодопроизводительность $t_0 = -40^\circ\text{C}$ , $t_k = 35^\circ\text{C}$ , $t_{\text{вс}} = -20^\circ\text{C}$ , кВт	Мощность, кВт		Теоретическая объемная подача, м <sup>3</sup> /с	Габаритные размеры, мм			Масса, кг	Диаметр патрубков $d_{\text{г.вс}}/d_{\text{г.н}}$
		эффективная	двигателя		длина	ширина	высота		
Промежуточный сосуд СПА-600	—	—	—	—	920	920	2215	—	—
АД 300-7-5	318	—	—	—	—	—	—	—	—
В том числе: АН 300-7-7 (низкая ступень)	318	46,2	160	0,472	3580	1400	2530	4000	200/150
А 280-7-1 (высокая ступень)	—	141,8	160	0,165	2825	1030	1420	2385	150/100
Промежуточный сосуд СПА-800	—	—	—	—	1370	1580	2990	895	—

Примечание. Условное обозначение: АД-агрегат двухступенчатый; 130; 300 — номинальная холодопроизводительность, кВт; 7 — работа на R717; 5 — низкотемпературный режим работы с плавным регулированием холодопроизводительности (от 100 до 40 %).

## 5.6. СПИРАЛЬНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

**Общие сведения.** Спиральные компрессоры в настоящее время используют в основном в бытовых и транспортных кондиционерах, тепловых насосах и холодильных машинах малой и средней мощности (до 50 кВт). Идея принципа работы компрессора известна с 1905 г., но до промышленного производства и широкого применения она доведена только в 80-е годы с появлением станков с числовым программным управлением.

Спиральные компрессоры классифицируют следующим образом: маслозаполненные; с впрыском капельной жидкости (хладагента); сухого сжатия.

Основные преимущества спиральных компрессоров — высокая энергетическая эффективность (эффективный КПД до 80...86 %); высокая надежность и долговечность; хорошая уравновешенность: спокойный ход и малый уровень шума вследствие небольших скоростей движения газа в машине; быстроходность (частота вращения вала компрессора от 17 до 220 с<sup>-1</sup>); отсутствие мертвого пространства, малая доля протечек, отсутствие теплообмена при всасывании с горячими стенками цилиндра, что приводит к высоким объемным коэффициентам; отсутствие всасывающих, а часто и нагнетательных клапанов.



По сравнению с поршневыми компрессорами одинаковой мощности спиральные компрессоры имеют следующие преимущества: более высокий КПД — на 10...15 %; более высокий коэффициент подачи — на 20...30 %; меньшие размеры — на 30...40; меньшая масса — на 15...18, отсутствие деталей, часто выходящих из строя — поршневых колец, клапанов; может работать, как и винтовой, с впрыском капельной жидкости.

Недостаток спиральных компрессоров заключается в необходимости точного изготовления деталей, сборки и балансировки ротора, для чего могут быть использованы только фрезерные станки с числовым программным управлением. Выпуск спиральных компрессоров налажен в России на ОАО «Казанькомпрессормаш».

**Конструкция и принцип действия спирального компрессора.** На рис. 74 приведен чертеж спирального компрессора маслозаполненного типа. Основой компрессора служат две вставленные одна в другую спиральные пластины 11 и 12, называемые спиралями. В корпусе компрессора 1 установлен вал 2 с эксцентриком 7. Вал опирается на опорные шариковые подшипники 5 и 8, находящиеся на одной оси. Вместе с валом вокруг его оси вращается экс-

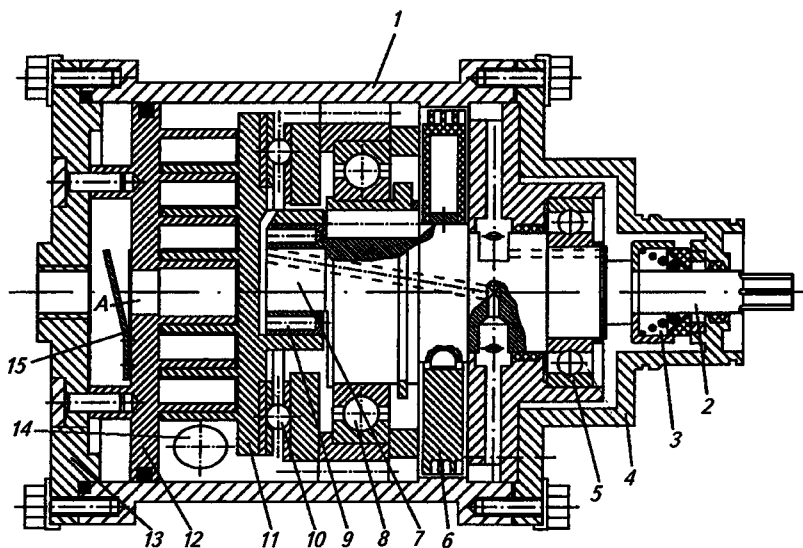


Рис. 74. Продольный разрез спирального компрессора:

1 — корпус компрессора; 2 — вал компрессора; 3 — сальниковое уплотнение; 4 — передняя крышка; 5, 8 — шариковые опорные подшипники; 6 — противовес; 7 — эксцентрик; 9 — подшипник внутренний; 10 — противоповоротное устройство; 11 — подвижная спираль (ПСР); 12 — неподвижная спираль (НСР); 13 — задняя крышка; 14 — подгонное кольцо; 15 — ограничитель клапана

центрик 7. Расстояние между осями вала и эксцентрика — эксцентриситет  $\epsilon$  является важнейшим конструктивным параметром компрессора. Это расстояние выдерживается с точностью до 0,005 мм, а параллельность осей с точностью до 0,0025 мм. Эксцентрик 7 посредством внутреннего подшипника 9 шарнирно соединяется с подвижной спиралью 11. Спираль 12 неподвижна, она имеет одинаковый с подвижной спиралью размер, но другое направление закрутки. Одна спираль имеет закрутку по часовой стрелке, а другая — против. Платформа неподвижной спирали закрепляется в корпусе 1 компрессора и имеет в центре сквозное отверстие А, через которое нагнетается сжатый газ. Если вставить спирали одна в другую, то между ребрами спиралей образуются серповидные ячейки, объем которых при вращении подвижной спирали изменяется. Вставляют спирали таким образом, чтобы центры основных окружностей находились на расстоянии  $\epsilon$  один от другого и на одной оси. Для этого спирали должны быть развернуты одна относительно другой на  $180^\circ$ .

Подвижная спираль не вращается вокруг своей оси, а совершает движение по определенной орбите радиусом  $\epsilon$  вокруг оси неподвижной спирали, совпадающей с осью вала 2. Повороту подвижной спирали вокруг своей оси препятствует противоповоротное устройство 10. Принцип работы спиральных компрессоров ясен из рис. 75. При круговом движении центра подвижной спирали образуются замкнутые газовые полости 1 и 1' (положение 1 на рис. 75, б). При дальнейшем движении витков подвижной спирали относительно витков неподвижной спирали эти полости перемещаются к нагнетательному отверстию, расположенно-

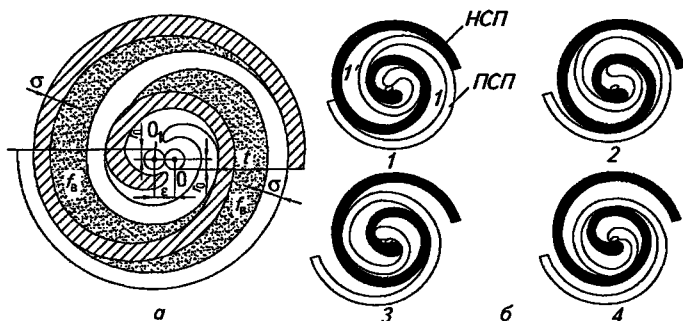


Рис. 75. Принцип работы компрессора:

*a* — поперечное сечение подвижной (ПСП) и неподвижной (НСП) спиралей компрессора в рабочем положении;  $r_0$  — радиус основной окружности спирали;  $\delta$  — толщина ребра спирали;  $\epsilon$  — эксцентриситет;  $f_0$  — площадь ячейки всасывания; *б* — взаимное положение спиралей (через  $90^\circ$ ) при перемещении подвижной спирали по орбите: 1. —  $\varphi = 0^\circ$ ; 2. —  $\varphi = 90^\circ$ ; 3. —  $\varphi = 180^\circ$ ; 4. —  $\varphi = 270^\circ$

му в центре неподвижной спирали. Это перемещение сопровождается постепенным уменьшением объема полостей, занятых газом. Кольцевое пространство между внешними дугами спиралей и корпусом крышки компрессора образует камеру всасывания компрессора; всасывание осуществляется по периферии спиралей. Во время первого оборота вала двигателя стенки спиралей расходятся (положение 2 и 3) и в пространство между ними поступает газ — происходит процесс всасывания; в конце первого оборота стенки спиралей вновь соприкасаются друг с другом, образуя герметичные газовые полости; во время второго оборота вала двигателя объем газовых полостей постепенно уменьшается, происходит процесс сжатия; в конце второго оборота степень сжатия достигает максимального значения; в начале третьего оборота вала начинается фаза нагнетания, при этом концы двух спиралей отходят друг от друга, освобождается проход сжатого газа к нагнетательному отверстию, расположенному в центре основания неподвижной спирали; в конце третьего оборота весь сжатый газ удаляется из полости между спиральями, объем полостей равен нулю. Все три процесса (всасывание, сжатие и нагнетание) происходят одновременно в непрерывном движении. В холодильном компрессоре на стороне нагнетания установлен нагнетательный клапан, выполняющий функцию и обратного клапана, который исключает перетечку пара со стороны нагнетания на сторону меньшего давления в полости между спиральями. Герметичность внутри компрессора между спиральями обеспечивается прокладками, расположенными на торцевых поверхностях стенок спиралей и находящихся в контакте с основанием противоположной спирали. Прокладки играют роль уплотнительных колец.

## 5.7. ТУРБОКОМПРЕССОРЫ (ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРЫ)

По принципу работы турбокомпрессоры разделяют на центробежные и осевые. Осевые компрессоры применяют в тех случаях, когда необходима очень большая объемная подача (24...30 млн м<sup>3</sup>/ч). Центробежные компрессоры применяют в интервале температур от +5 до -100 °С и холодопроизводительности от 116 300 до нескольких миллионов ватт.

**Принцип действия центробежного компрессора.** Основные элементы центробежного компрессора (рис. 76): корпус 1; рабочее колесо с лопатками 2, насаженное на вал; диффузор 3; обратный направляющий аппарат 4. Комплекс элементов 2—4 называют ступенью. В зависимости от требуемых температурных режимов турбокомпрессоры могут иметь одну или несколько ступеней. Наиболее распространены холодильные турбокомпрессоры с двумя или тремя ступенями. Принцип работы турбокомпрессора следующий. Парообразный хладагент из всасывающей камеры 5, сообщаю-

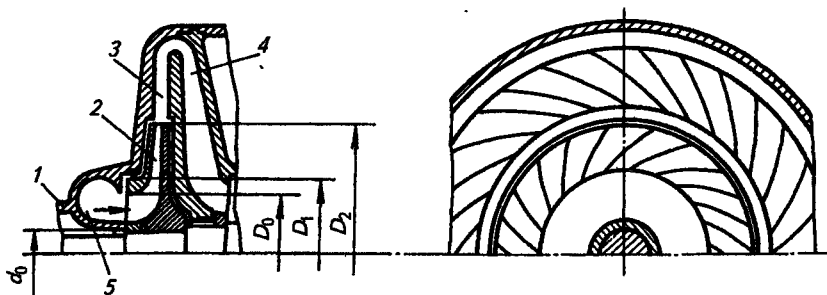


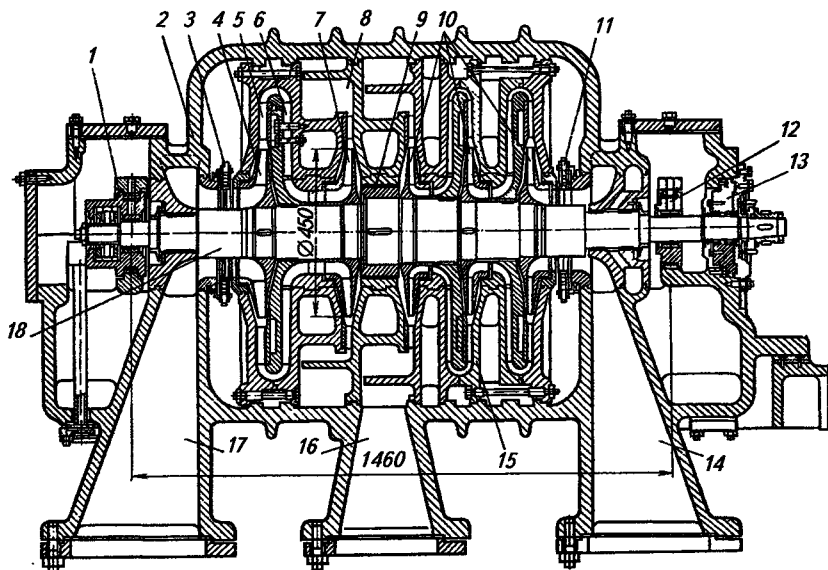
Рис. 76. Ступень центробежного компрессора:

1 — корпус; 2 — рабочее колесо; 3 — диффузор; 4 — обратный направляющий аппарат; 5 — всасывающая камера

щейся со всасывающим трубопроводом, поступает в пространство, образованное лопатками рабочего колеса, вращающегося с большой скоростью. Благодаря действию центробежных сил пар отбрасывается к периферии рабочего колеса, при этом повышается давление газа и увеличивается его скорость, а следовательно, и кинетическая энергия. С периферии рабочего колеса пар выбрасывается в диффузор, где его скорость уменьшается вследствие увеличения проходного сечения, и кинетическая энергия преобразуется в потенциальную, в связи с чем давление газа увеличивается. После выхода пара из диффузора в многоступенчатых компрессорах поток пара поворачивается к центру и через обратный направляющий аппарат подводится к следующему колесу. Для уменьшения протекания пара внутри машины между вращающимися и неподвижными элементами устанавливают лабиринтные уплотнения.

Центробежные компрессоры выпускает ОАО Казанькомпрессормаш для работы на R12 — ТКФ-125, ТКФ-235, ТКФ-248, ТКФ-348 и для работы на аммиаке — ТКА-545, ТКА-445. Условное обозначение турбокомпрессора следующее: ТК — турбокомпрессор, Ф — фреон, А — аммиак; первая цифра после буквенного обозначения — число рабочих колес; следующие цифры — наружный диаметр колес в сантиметрах.

На рис. 77 показан продольный разрез аммиачного центробежного компрессора ТКА-545. Компрессор двухсекционный. Первая секция двухступенчатая, вторая трехступенчатая. Компрессор устроен следующим образом. Корпус 2 компрессора литой, чугунный с горизонтальным разъемом для сборки и разборки компрессора. Всасывающие камеры 17 и 14 соответственно первой и второй секций, подводящие поток пара к рабочему колесу с постепенным увеличением скорости, находятся в нижней части корпуса. Перед каждой секцией установлены входные регулирующие направляю-



**Рис. 77. Аммиачный центробежный компрессор ТКА-545:**

1 — радиально-упорный подшипник; 2 — корпус; 3 — входной регулирующий аппарат первой секции; 4 — колесо первой ступени; 5 — лопаточный диффузор; 6 — обратный направляющий аппарат; 7 — колесо второй ступени; 8 — улитка первой секции; 9 — думмис; 10 — колеса второй секции; 11 — входной регулирующий аппарат второй секции; 12 — радиальный подшипник; 13 — уплотнение вала; 14 — всасывающая камера второй секции; 15 — пакет диафрагм; 16 — улитка и нагнетательный патрубок второй секции; 17 — всасывающая камера первой секции; 18 — ротор

щие аппараты 3 и 11, позволяющие автоматически поддерживать постоянство начального давления секций при различных режимах работы. Выходные улитки 8 и 16 расположены в верхней части корпуса, они установлены за последними колесами каждой секции и служат для уменьшения скорости потока и подвода его к нагнетательным патрубкам. Секции имеют оппозитное расположение рабочих колес 4, 7, 10, что уменьшает осевое усилие на ротор 18. Рабочие колеса компрессоров ТКА-545 и ТКА-445 выполнены из высокопрочного титанового сплава. Колеса закрытого типа с лопатками, загнутыми назад. Колеса на шпонках насажены на ротор, изготовленный из легированной стали. Ротор ступенчатый. Осевое расположение колес на нем фиксируется с помощью уступов.

Ротор опирается на подшипники — радиальный 12 и радиально-упорный 1, который воспринимает разность осевых усилий, вызванных первой и второй секциями. Выходной конец ротора уплотняется сальником 13 торцевого типа с парой трения сталь—

графит, а внутри компрессора на роторе имеются лабиринтные уплотнения. Диффузоры 5 лопаточные, представляющие собой круговую решетку, образованную лопатками, изогнутыми по дуге окружности. В каналах диффузора происходит принудительный поворот потока в радиальном направлении и уменьшается скорость из-за увеличения проходного сечения. После диффузора установлен обратный направляющий аппарат 6, предназначенный для подвода пара к следующему колесу. Входные регулирующие аппараты представляют собой поворотные лопатки с пневматическим автоматическим приводом, которые изменяют направление потока всасываемого пара перед рабочим колесом. Объемная подача компрессора в зависимости от угла поворота направляющих лопаток может изменяться от 100 до 50 %, поддерживая заданное давление всасывания. Компрессоры имеют выносную герметичную систему смазки подшипников и сальника с двумя масляными насосами — рабочим и аварийным. Аварийный масляный насос включается в случае падения давления в масляном трубопроводе. Агрегат системы смазки монтируют под компрессором сбоку. С помощью насосов масло поступает вначале в фильтр, а затем — на смазку подшипников и в сальник. Отработанное масло сливается в бак-маслоохладитель, через который циркулирует вода. Компрессор снабжен мультипликатором — одноступенчатым зубчатым редуктором, повышающим частоту вращения ротора с  $50 \text{ с}^{-1}$  (на электродвигателе) до  $270 \text{ с}^{-1}$ .

Холодильные турбокомпрессоры имеют следующие преимущества перед поршневыми.

1. Меньшая масса и габаритные размеры; при одинаковой холодопроизводительности масса турбокомпрессора в 5...8 раз меньше массы поршневого компрессора.
2. Простота устройства, надежность в работе и долговечность; турбокомпрессор не имеет клапанов, коленчатого вала, шатуна, шатунных болтов, часто ломающихся и приводящих к аварии поршневой компрессор.
3. Высокая уравнированность машины и как следствие легкие фундаменты, которые служат лишь опорами.
4. Равномерность потока хладагента, выходящего из машины, и отсутствие в нем смазочного масла, что повышает коэффициент теплопередачи в теплообменных аппаратах.
5. Возможность осуществления многоступенчатого сжатия и дросселирования с подводом пара к промежуточным колесам или секциям, вследствие чего можно легко получить разные температуры кипения  $t_0$  в отдельных испарителях. Недостатки турбокомпрессора — большие энергетические и объемные потери при небольшой и средней холодопроизводительности и необходимость в повышающей передаче (мультипликаторе), если в качестве привода используют электродвигатель нормальной частоты (50 Гц). В связи с этим турбокомпрессоры выпускают только большой холодо-

производительности и применяют в основном на крупных предприятиях химической и нефтяной промышленности и в больших установках кондиционирования воздуха.

Технические характеристики аммиачных турбокомпрессорных агрегатов приведены в табл. 16.

16. Техническая характеристика аммиачных турбокомпрессорных агрегатов

Марка агрегата	Холодопроизводительность, кВт	Спецификационный режим ( $t_0, ^\circ\text{C}$ )/ $t_k, ^\circ\text{C}$	Частота вращения ротора, с <sup>-1</sup>	Мощность электродвигателя, кВт	Габаритные размеры, мм			Масса, кг
					длина	ширина	высота	
АТКА-545-4000	6400	$\frac{-23}{+50}$	270	400	8315	585	632	2385
АТКА-545-5000	6400	$\frac{-17}{+38}$	250	400	8315	585	632	2385
АТКА-445-6000	7908	$\frac{-8}{+38}$	230	315	8315	585	632	2165
АТКА-445-8000	10409	$\frac{0}{+38}$	218	315	8315	585	632	2165

### 5.8. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Теоретический рабочий процесс компрессора показан на рис. 78, а в виде индикаторной диаграммы, которая представляет собой запись изменяющегося давления в цилиндре по ходу поршня в обе стороны. При движении поршня вправо пар всасывается в цилиндр компрессора по линии 4—1, при постоянном давлении  $p_0$ ; при обратном движении поршня пар сжимается в процессе 1—2 от начального давления  $p_0$  до конечного давления  $p_k$ , а затем выталкивается по линии 2—3 при постоянном давлении  $p_k$ . В теоретическом компрессоре отсутствует мертвое пространство, поэтому

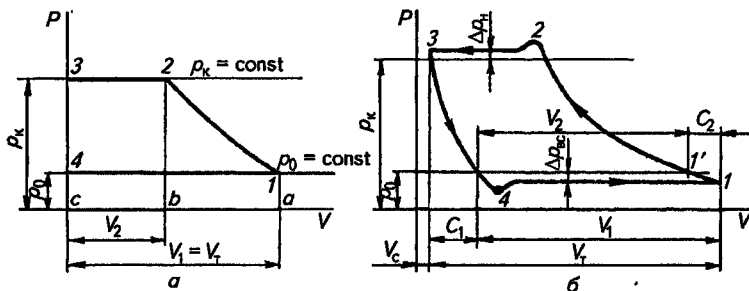


Рис. 78. Индикаторные диаграммы компрессора:

а — теоретический рабочий процесс; б — действительный рабочий процесс

линия 3—4 совпадает с осью ординат, т. е. в мертвой точке давление изменяется мгновенно от  $p_k$  до  $p_0$ . Кроме того, в нем принимается равным нулю гидравлическое сопротивление всасывающих и нагнетательных клапанов, т. е. линии 4—1 и 2—3 совпадают с линиями  $p_k, p_0 = \text{const}$ . В идеальном компрессоре нет трения в движущихся частях; отсутствуют клапаны, и, следовательно, потери давления в них; температура всасываемого пара равна температуре стенок цилиндра, значит, нет вредного теплообмена. Давление всасывания постоянное и равно давлению кипения, а постоянное давление нагнетания равно давлению конденсации. Отсутствуют перетечки пара через неплотности.

Действительный рабочий процесс компрессора отличается от теоретического тем, что расширяется пар, оставшийся в мертвом пространстве; существуют гидравлические сопротивления всасывающих и нагнетательных клапанов, теплообмен пара в процессе всасывания, неплотности, а также трение в трущихся частях компрессора. Все эти факторы уменьшают холодопроизводительность компрессора и увеличивают затраты работы, а мертвое пространство и сопротивление клапанов изменяют его индикаторную диаграмму (рис. 78, б). При наличии мертвого пространства нагнетание сжатых паров заканчивается в точке 3, не лежащей на оси давлений.

В мертвом пространстве остаются сжатые пары, которые при обратном ходе поршня расширяются в процессе 3—4 до давления несколько меньшего, чем давление в испарителе  $p_0$ . Минимальное давление пара в точке 4 характеризует момент открытия всасывающего клапана, затем давление повышается и происходит всасывание пара 4—1. Когда всасывающий клапан закрывается, начинается сжатие пара 1—2 до давления несколько большего, чем давление в конденсаторе. Максимальное давление в точке 2 характеризует момент открытия нагнетательного клапана и начало нагнетания 2—3.

## 5.9. ОБЪЕМНЫЕ ПОТЕРИ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

**Мертвое пространство.** При наличии мертвого пространства объем пара, засасываемого компрессором в единицу времени, уменьшается на количество пара, расширившегося из мертвого пространства (отрезок  $C_1$  на рис. 78, б). Поэтому мертвое пространство называют также вредным. Объемные потери, вызванные обратным расширением пара, учитывают объемным коэффициентом

$$\lambda_c = V_1 / V_T,$$

где  $V_1$  — объем пара, засасываемого компрессором при наличии мертвого пространства,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $V_T$  — теоретическая объемная подача компрессора или объем, описываемый поршнем,  $\text{м}^3/\text{с}$ .



Объемный коэффициент можно также вычислить по формуле

$$\lambda_c = 1 - c [(p_k / p_0)^{1/n} - 1].$$

Из этой формулы видно, что объемный коэффициент  $\lambda_c$  зависит от относительного мертвого пространства  $c$ , отношения давления  $p_k / p_0$  и показателя политропного расширения  $n$ . Поэтому нужно стремиться к уменьшению мертвого пространства и к снижению  $p_k / p_0$ .

Значение  $n$  для аммиачных компрессоров принимают равным 1,1, для фреоновых — 1,0. Показатель  $n$  меньше показателя адиабатного расширения из-за теплообмена со стенками цилиндра, в результате которого линия 3—4 имеет более пологий характер, чем адиабата. Особенно возрастают объемные потери при влажном ходе компрессора, так как попавшие в цилиндр частицы жидкости испаряются в процессе обратного расширения, занимая некоторую часть объема цилиндра.

**Сопротивление при всасывании и нагнетании.** Снижение давления всасывания и повышение давления нагнетания происходят вследствие того, что нужно преодолеть усилие пружин клапанов или силу инерции пластин всасывающего клапана. Уменьшение давления всасывания приводит к уменьшению плотности всасываемого пара и соответственно его массы (отрезок  $C_2$  до точки  $1'$  — сжатие пара в цилиндре до давления кипения  $p_0$ , длина этого отрезка увеличивается с уменьшением давления всасывания и зависит от конструкции клапанов и каналов в цилиндре (см. рис. 78, б).

Объемные потери, вызванные сопротивлением в клапанах, учитываются коэффициентом дросселирования  $\lambda_{др}$ , представляющим собой отношение:

$$\lambda_{др} = V_2 / V_1,$$

где  $V_2$  — объемный расход пара, засасываемого компрессором при наличии мертвого пространства и сопротивления в клапанах,  $m^3/c$ .

Объемные потери  $C_1$  и  $C_2$  учитывают индикаторным коэффициентом подачи  $\lambda_i$ , равным произведению двух коэффициентов:

$$\lambda_i = \lambda_c \lambda_{др} = (V_1 / V_T)(V_2 / V_1) = V_2 / V_T. \quad (5.1)$$

С учетом депрессии при всасывании  $\Delta p_{вс}$  и при нагнетании  $\Delta p_n$  индикаторный коэффициент подачи определяют по приближенной формуле

$$\lambda_i = \frac{p_0 - \Delta p_{вс}}{p_0} - c \left[ \left( \frac{p_k + \Delta p_n}{p_0} \right)^{1/n} - \frac{p_0 - \Delta p_{вс}}{p_0} \right],$$

где  $\Delta p_{вс} = 5$  кПа,  $\Delta p_n = 10$  кПа.

**Теплообмен пара в процессе всасывания.** В действительном процессе компрессора стенки цилиндра в процессе всасывания имеют более высокую температуру, чем всасываемый пар. Поэтому пар во время всасывания подогревается, и его удельный объем увеличивается, а следовательно, уменьшается масса пара, поступающего в единицу времени в цилиндр компрессора. Потери, вызванные теплообменом, учитывают коэффициентом подогрева  $\lambda_w$ , равным отношению удельного объема пара до процесса всасывания к удельному объему пара в цилиндре после всасывания. Коэффициент подогрева нельзя определить по индикаторной диаграмме, так как он учитывает потери объема в результате изменения плотности пара. Такие потери называют «невидимыми» в отличие от «видимых» потерь, которые учитываются коэффициентом подачи  $\lambda_i$  и определяются по индикаторной диаграмме. Коэффициент подогрева  $\lambda_w$  зависит от отношения давлений  $p_k/p_0$ : чем оно больше, тем выше температура пара в конце сжатия, а следовательно, и более интенсивно происходит теплообмен. В прямооточных компрессорах  $\lambda_w$  больше, чем в непрямоточных, так как в последних всасывание и нагнетание происходят через общую плиту сверху и теплообмен больше. При работе влажным ходом (по сравнению с сухим) теплообмен между стенками цилиндра и паром более интенсивен. Примерное значение  $\lambda_w$  в аммиачных прямооточных компрессорах приведено на рис. 79.

**Неплотности в цилиндре компрессора.** При работе компрессора неизбежны утечки пара через неплотности в поршневых кольцах, сальниках и клапанах, которые учитываются коэффициентом плотности  $\lambda_{пл}$ . Этот коэффициент дает некоторый запас объемной подачи компрессора. При проектировании принимают  $\lambda_{пл} = 0,96 \dots 0,98$ . Коэффициенты  $\lambda_w$  и  $\lambda_{пл}$  учитывают «невидимые» потери компрессора. И. И. Левин предложил определять произведение

$$\lambda_w \lambda_{пл} = \lambda_w' \quad (5.2)$$

по эмпирическим формулам в зависимости от типа компрессора:  
 для крупных горизонтальных и непрямоточных бескрейцкопфных

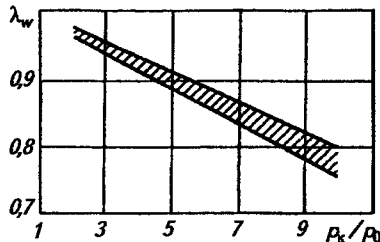
$$\lambda_w' = T_0(T_k + 26);$$

для бескрейцкопфных прямооточных

$$\lambda_w' = T_0/T_k,$$

где  $T_0$  и  $T_k$  — абсолютные температуры кипения и конденсации.

Рис. 79. Значения  $\lambda_w$  для аммиачных прямооточных компрессоров



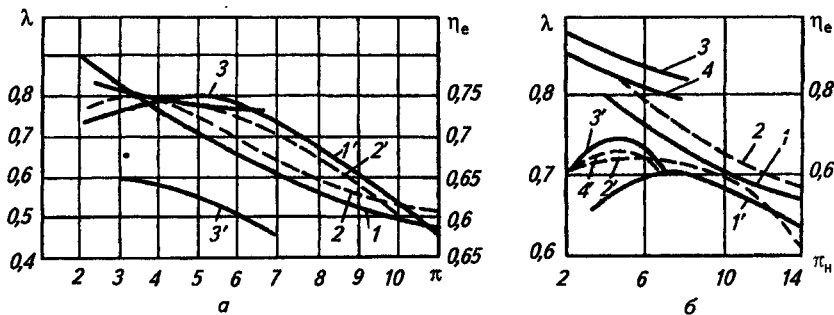


Рис. 80. Графики рабочих коэффициентов  $\lambda$  и  $\eta_e$ :

$a$  — для поршневых и ротационных компрессоров: 1, 1' — для П110-7, П220-7; 2, 2' — для П110-2, П220-2; 3, 3' — для Р90-7;  $b$  — для винтовых компрессоров: 1, 1' — для ВХ350-7; 2, 2' — для 5ВХ350-2; 3, 3' — для 6ВХ 700-7; 4, 4' — для АН 130

**Коэффициент подачи компрессора.** Все объемные потери действительного компрессора учитываются коэффициентом подачи  $\lambda$ , т. е. отношением действительной объемной подачи компрессора  $V_d$  к теоретической объемной подаче  $V_T$ :

$$\lambda = V_d / V_T = m_d / m_T,$$

где  $m_d, m_T$  — соответственно действительная и теоретическая массовая подача компрессора, кг/с.

*Объемной подачей компрессора* ( $m^3/c$ ) называют объем пара, всасываемого компрессором в единицу времени.

*Массовой подачей компрессора* (кг/с) называют массу пара с удельным объемом  $v_1$  ( $m^3/kg$ ), соответствующую заполнению  $V_d$  или  $V_T$ .

Коэффициент подачи  $\lambda$  определяется как произведение четырех коэффициентов:

$$\lambda = \lambda_c \lambda_{др} \lambda_w \lambda_{пл}. \quad (5.3)$$

Подставив выражения (5.1) и (5.2) в (5.3), получим

$$\lambda = \lambda_i \lambda_w.$$

Коэффициент подачи компрессоров можно приближенно определять по графикам: для поршневых и ротационных компрессоров (рис. 80,  $a$ ), для винтовых компрессоров (рис. 80,  $b$ ) в зависимости от  $p_k/p_0 = \pi$ .

## 5.10. ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КОМПРЕССОРА

Количество теплоты, которое холодильная машина отнимает от охлаждаемой среды в единицу времени, называют *холодопроизводительностью машины*. В СИ единицей измерения холодопроизводительности служит Ватт (Вт), т. е. теплота в джоулях, отнимаемая в секунду:

$$1 \text{ Вт} = 1 \text{ Дж/с}; \quad 1 \text{ ккал/ч} = 1,163 \text{ Вт}.$$

Этой же величиной условно выражают холодопроизводительность компрессора.

Холодопроизводительность компрессора

$$Q_0 = q_0 m_d.$$

Так как  $q_0 = q_v v_1$ ,

то  $Q_0 = q_v v_1 m_d$ .

Заменяя  $m_d v_1$  на  $V_d$ , получим

$$Q_0 = q_v V_d.$$

Действительную подачу  $V_d$  можно выразить через теоретическую подачу  $V_T$ :

$$V_d = V_T \lambda.$$

Тогда  $Q_0 = q_v V_T \lambda$ .

Последнее выражение показывает, что холодопроизводительность холодильной машины зависит от условий работы и размеров компрессоров, а также от факторов, описанных в подразделе 5.9.

**Сравнительные температуры.** Так как холодопроизводительность компрессора зависит от условий его работы, то для сравнения компрессоров необходимо их холодопроизводительность определять при одинаковых условиях, которые зависят от четырех сравнительных температур: кипения  $t_0$ , конденсации  $t_k$ , перед регулирующим вентилем  $t_n$ , всасывания  $t_{вс}$ . При этих температурах определяют спецификационную холодопроизводительность компрессоров (см. табл. 12—16).

Для одноступенчатых компрессоров применяют спецификационные температуры:  $t_0 = -15^\circ\text{C}$ ,  $t_k = +30^\circ\text{C}$ ,  $t_{вс} = -10^\circ\text{C}$ ,  $t_n = +25^\circ\text{C}$ , называемые «стандартными».

Холодопроизводительность, определенную при «стандартных» сравнительных температурах, называют стандартной,  $Q_{0\text{ст}}$ , или номинальной холодопроизводительностью. Холодильные машины практически работают при условиях, отличающихся от сравнительных. Эти условия называют рабочими, а холодопроизводи-

тельность, определяемую при них, — рабочей холодопроизводительностью и обозначают  $Q_0$ . Зная формулу для определения холодопроизводительности, можно определить холодопроизводительность при любых условиях:

для рабочих условий

$$Q_0 = q_v V_T \lambda;$$

для номинальных условий

$$Q_{0н} = q_{vн} V_T \lambda_{н}.$$

Разделив  $Q_0$  на  $Q_{0н}$ , получим:

$$Q_0 / Q_{0н} = (q_v \lambda) / (q_{vн} \lambda_{н}).$$

Откуда  $Q_{0н} = Q_0 (q_{vн} \lambda_{н}) / (q_v \lambda)$ .

### 5.11. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ И МОЩНОСТЬ КОМПРЕССОРА

**Общие сведения.** В теоретическом процессе сжатие пара в компрессоре совершается адиабатически и затрата мощности (кВт) на сжатие  $m_d$  (кг/с) пара:

$$N_a = m_d (i_2 - i_1').$$

Затраты мощности в действительном процессе отличаются от теоретической вследствие потерь. Мощность, затраченную на сжатие пара в действительном процессе, определяют по индикаторной диаграмме, называют индикаторной и обозначают  $N_i$ . Площадь индикаторной диаграммы  $F_i$  (см. рис. 78, б) выражает мощность за один оборот вала компрессора. Зная  $F_i$ , выраженную с учетом масштабов по осям координат в Дж/м<sup>2</sup>, площадь поршня  $F$  (м<sup>2</sup>) и частоту вращения вала  $n$  (с<sup>-1</sup>), можно найти индикаторную мощность:

$$N_i = F_i n F. \quad (5.4)$$

Площадь индикаторной диаграммы можно определить как произведение хода поршня  $S$  на среднее индикаторное давление  $p_i$ :

$$F_i = S p_i. \quad (5.5)$$

Среднее индикаторное давление определяется высотой прямоугольника, равновеликого площади индикаторной диаграммы, с основанием, равным ходу поршня.

Подставив выражение (5.5) в (5.4), получим:

$$N_i = Snp_i F.$$

Так как  $SnF = V_T$ , то  $N_i = V_T p_i$ .

В действительном процессе сжатия энергетические затраты увеличиваются в результате теплообмена пара со стенками цилиндра и сопротивления при всасывании и нагнетании. Эффективная мощность  $N_e$ , затраченная на валу компрессора, больше индикаторной на величину потерь на трение  $N_{тр}$ :

$$N_e = N_i + N_{тр}.$$

Мощность, расходуемая на трение  $N_{тр}$ , зависит от размеров и режима работы компрессора:

$$N_{тр} = V_T p_{тр},$$

где  $p_{тр}$  — удельное давление трения; для бескрейцкопфных прямоточных аммиачных машин  $p_{тр} = (49...69)$  кПа, для фреоновых прямоточных —  $(39...69)$  кПа, непрямоточных —  $(19...34)$  кПа.

Соотношение между теоретической мощностью и индикаторной или эффективной устанавливается с помощью энергетических коэффициентов полезного действия.

*Индикаторным коэффициентом полезного действия  $\eta_i$*  называют отношение теоретической мощности к индикаторной:

$$\eta_i = N_a / N_i.$$

Он связан с коэффициентом невидимых потерь  $\lambda_w$ , так как затраты работы на сжатие 1 кг пара возрастает с повышением температуры начала сжатия, и должен быть меньше коэффициента подогрева, так как в действительном компрессоре затрачиваемая работа возрастает от сопротивления в клапанах и утечек. Обычно  $\eta_i$  бывает несколько больше коэффициента подачи; его можно определить по формуле И. И. Левина:

$$\eta_i = \lambda_w + b t_0,$$

где  $t_0$  — температура кипения с соответствующим знаком;  $b$  — эмпирический коэффициент: для непрямоточных машин  $b = 0,002$ , для прямоточных —  $0,001$ ; для фреоновых —  $0,0025$ .

*Механическим коэффициентом полезного действия  $\eta_M$*  называется отношение индикаторной мощности к эффективной:

$$\eta_M = N_i / N_e.$$

Он зависит от конструктивных особенностей, режима работы, качества монтажа и состояния компрессора.

Если компрессор соединяется с двигателем через ременную передачу, то мощность на валу двигателя  $N_{дв}$  будет больше эффективной мощности на величину потерь в передаче:

$$N_{дв} = N_e / \eta_{п},$$

где  $\eta_{п} = 0,96...0,99$  — коэффициент полезного действия передачи.

Мощность двигателя рекомендуется выбирать с запасом 10...12 % во избежание перегрузки.

Эффективным коэффициентом полезного действия называется отношение теоретической мощности к эффективной:

$$\eta_e = N_a / N_e = \eta_i \eta_m.$$

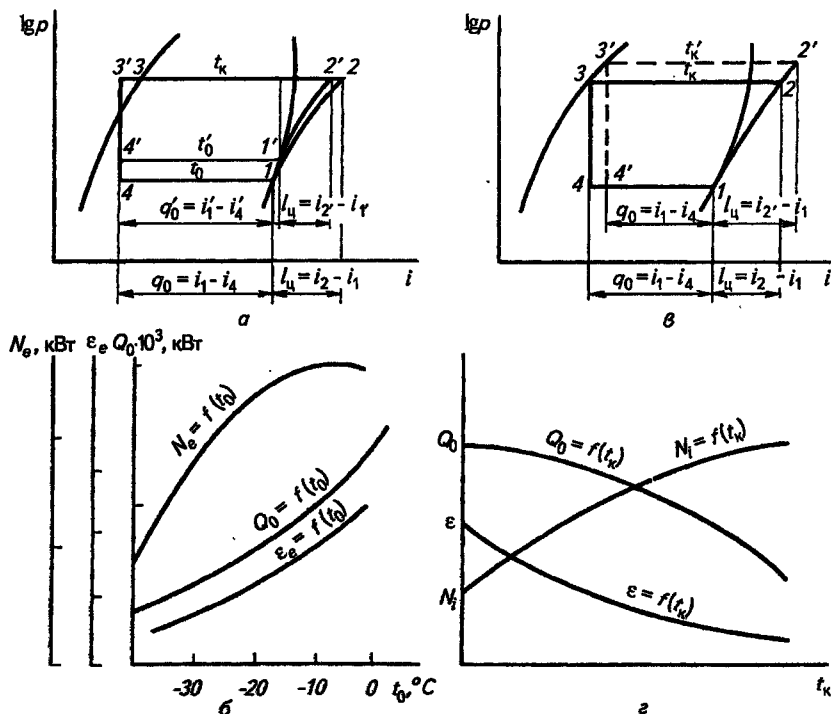


Рис. 81. Зависимость холодопроизводительности и работы компрессора от температуры кипения и конденсации ( $t_0$  и  $t_k$ )

Энергетические коэффициенты поршневых, ротационных и винтовых компрессоров по опытным данным приведены на рис. 80, а, б.

Удельной холодопроизводительностью компрессора называют отношение его холодопроизводительности  $Q_0$  к мощности.

*Эффективная удельная холодопроизводительность*

$$\varepsilon = Q_0/N_e$$

является основной величиной, характеризующей экономичность компрессора.

**Зависимость холодопроизводительности и работы компрессора от температур кипения и конденсации.** При повышении температуры кипения ( $t'_0 > t_0$ ) повышается давление в испарителе, уменьшается удельный объем пара, поступающего в компрессор ( $v'_1 < v_1$ ). Вследствие этого увеличиваются удельная объемная холодопроизводительность  $q_v$  и коэффициент подачи компрессора  $\lambda$ , а удельная работа цикла уменьшается вследствие возрастания индикаторного коэффициента полезного действия  $\eta_i$  и уменьшения массы хладагента, поступающего в компрессор. Зависимость  $q_0$ ,  $l_{ц}$  от  $t_0$  в диаграмме  $i\text{-lg } p$  дана на рис. 81, а, а графики изменения  $Q_0$ ,  $\varepsilon$  и  $N_e$  в зависимости от  $t_0$  изображены на рис. 81, б.

При повышении температуры конденсации ( $t'_к > t_к$ ) увеличивается удельная работа цикла ( $l'_{ц} > l_{ц}$ ) и уменьшается удельная массовая холодопроизводительность ( $q'_0 < q_0$ ). Зависимость  $q_0$ ,  $l_{ц}$  от  $t_к$  в диаграмме  $i\text{-lg } p$  представлена на рис. 81, в, а графики изменения  $Q_0$ ,  $\varepsilon$ ,  $N_i$  в зависимости от  $t_к$  приведены на рис. 81, г.

## 5.12. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ И ПОДБОР ОДНОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА

При проектировании холодильных установок обычно задаются холодопроизводительностью и режимом работы холодильной машины. Для подбора компрессоров нужно найти теоретическую объемную подачу  $V_T$  и мощность двигателя  $N_{дв}$ .

Тепловой расчет компрессора ведут в следующем порядке. Строят цикл в диаграмме  $s\text{-}T$  или  $i\text{-lg } p$  (см. рис. 15, б, в) и по диаграммам и таблицам для хладагентов (приложения 1—5, 16—20) определяют необходимые параметры узловых точек.

1. Удельная массовая холодопроизводительность хладагента

$$q_0 = i_1 - i_4.$$

2. Действительная масса всасываемого пара

$$m_{д} = Q_0/q_0.$$



### 3. Действительная объемная подача

$$V_d = m_d v_{1'}$$

где  $v_{1'}$  — удельный объем всасываемого пара в точке  $1'$ .

### 4. Индикаторный коэффициент подачи

$$\lambda_i = \frac{p_0 - \Delta p_{\text{вс}}}{p_0} \cdot c \left( \frac{p_k + \Delta p_n}{p_0} - \frac{p_0 - \Delta p_{\text{вс}}}{p_0} \right).$$

### 5. Коэффициент невидимых потерь для прямоточных компрессоров

$$\lambda_w = T_0 / T_k.$$

для непрямоточных компрессоров

$$\lambda_w = T_0 / (T_k + 26).$$

### 6. Коэффициент подачи компрессора

$$\lambda = \lambda_i \lambda_w.$$

### 7. Теоретическая объемная подача

$$V_T = V_d / \lambda.$$

### 8. Удельная объемная холодопроизводительность в рабочих условиях

$$q_v = q_0 / v_{1'}.$$

### 9. Удельная объемная холодопроизводительность в номинальных условиях

$$q_{\text{вн}} = q_{0\text{н}} / v_{1'\text{н}}.$$

### 10. Коэффициент подачи компрессора в номинальных условиях

$$\lambda_{\text{н}} = \lambda_{\text{н}} \lambda_w'_{\text{н}}.$$

### 11. Номинальная холодопроизводительность

$$Q_{0\text{н}} = Q_0 (q_{\text{вн}} \lambda_{\text{н}}) / (q_v \lambda).$$

12. Адиабатная мощность

$$N_a = m_d (i_2 - i_1).$$

13. Индикаторный коэффициент полезного действия

$$\eta_i = \lambda_w + b t_0.$$

14. Индикаторная мощность

$$N_i = N_a / \eta_i.$$

15. Мощность трения

$$N_{тр} = V_{т} p_{тр}.$$

16. Эффективная мощность

$$N_e = N_i + N_{тр}.$$

17. Мощность на валу двигателя

$$N_{дв} = N_e(1,1 - 1,12) / \eta_{п}.$$

18. Эффективная удельная холодопроизводительность или холодильный коэффициент

$$\varepsilon_e = Q_0 / N_e.$$

19. Тепловой поток в конденсаторе

$$Q_k = m_d(i_2 - i_3).$$

### 5.13. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ И ПОДБОР ДВУХСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА

На практике наиболее распространена схема двухступенчатого сжатия с одной температурой кипения и охлаждением жидкости в змеевике промежуточного сосуда. Для расчета и подбора компрессоров такой установки задаются холодопроизводительностью  $Q_0$  и условиями работы машины  $t_0$ ,  $t_k$ ,  $t_{вс}$ .

Определяют промежуточное давление  $p_{пр}$  и строят цикл двухступенчатой машины в диаграммах  $s-T$  или  $i-lg p$  (см. рис. 22, б), по которым находят параметры, необходимые для расчета каждой ступени.

**Расчет ступени низкого давления. 1. Удельная массовая холодопроизводительность хладагента**

$$Q_0 = i_1 - i_6.$$

2. Действительная масса всасываемого пара

$$m_1 = Q_0/q_0.$$

3. Действительная объемная подача

$$V_d = m_1 v_{1'},$$

где  $v_{1'}$  — удельный объем всасываемого пара в точке 1'.

4. Индикаторный коэффициент подачи

$$\lambda_i = \frac{p_0 - \Delta p_{\text{вс}}}{p_0} - c \left( \frac{p_{\text{пр}} + \Delta p_{\text{н}}}{p_0} - \frac{p_0 - \Delta p_{\text{вс}}}{p_0} \right).$$

5. Коэффициент невидимых потерь

$$\lambda_{w'} = T_0/T_{\text{пр}}; \quad \lambda_w = T_0/(T_{\text{пр}} + 26).$$

6. Коэффициент подачи

$$\lambda = \lambda_i \lambda_{w'}.$$

7. Теоретическая объемная подача

$$V_{\text{т.цинд}} = V_d/\lambda.$$

8. Адиабатная мощность

$$N_{\text{а.цинд}} = m_1(i_2 - i_1).$$

9. Индикаторный коэффициент полезного действия

$$\eta_i = \lambda_{w'} + b i_0.$$

10. Индикаторная мощность

$$N_i = N_{\text{а}}/\eta_i.$$

11. Мощность трения

$$N_{\text{тр}} = V_{\text{т}} p_{\text{тр}}.$$

## 12. Эффективная мощность

$$N_e = N_i + N_{тр.}$$

## 13. Мощность двигателя

$$N_{дв} = N_e(1,1...1,12)/\eta_{п.}$$

Расчет ступени высокого давления. 1. Количество жидкости до первого дросселирования, необходимое для промежуточного охлаждения пара

$$m' = m_1(i_2 - i_3)/(i_3' - i_3).$$

2. Количество жидкости до первого дросселирования, необходимое для охлаждения жидкости в змеевике

$$m'' = m_1(i_5 - i_6)/(i_3' - i_3).$$

3. Количество пара, засасываемого цилиндром высокого давления

$$m = m_1 + m' + m''.$$

## 4. Действительная объемная подача

$$V_d = mv_3.$$

## 5. Индикаторный коэффициент подачи

$$\lambda_i = \frac{P_{пр} - \Delta P_{вс}}{P_{пр}} \cdot c \left( \frac{P_k + \Delta P_H}{P_{пр}} - \frac{P_{пр} - \Delta P_{вс}}{P_{пр}} \right).$$

## 6. Коэффициент невидимых потерь

$$\lambda_{w'} = T_{пр}/T_K; \lambda_w = T_{пр}/(T_K + 26).$$

## 7. Коэффициент подачи

$$\lambda = \lambda_i \lambda_{w'}.$$

## 8. Теоретическая объемная подача

$$V_{т. теор} = V_d/\lambda.$$

## 9. Адиабатная мощность

$$N_a = m(i_4 - i_3).$$

## 10. Индикаторный КПД

$$\eta_i = \lambda_w' + b t_{\text{тр}}.$$

## 11. Индикаторная мощность

$$N_i = N_a / \eta_i.$$

## 12. Мощность трения

$$N_{\text{тр}} = N_{\text{т.цвд}} P_{\text{тр}}.$$

## 13. Эффективная мощность

$$N_e = N_i + N_{\text{тр}}.$$

## 14. Мощность двигателя

$$N_{\text{дв}} = N_e(1, 1 \dots 1, 12) / \eta_{\text{п}}.$$

15. Эффективная удельная холодопроизводительность всей двухступенчатой машины

$$\varepsilon_e = Q_0 / (N_{\text{ещнд}} + N_{\text{ещвд}}).$$

## 16. Тепловой поток в конденсаторе

$$Q_k = m(i_4 - i_5).$$

### 5.14. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС РОТАЦИОННОГО КОМПРЕССОРА

Рассмотрим рабочий процесс многопластинчатого ротационного компрессора с вращающимся поршнем. Теоретическая индикаторная диаграмма ротационного компрессора изображена на рис. 82, *a*. Когда ячейка разъединяется со всасывающим трубопроводом, начинается сжатие пара (линия *a—b*). При сообщении ячейки с нагнетательным трубопроводом пар выталкивается (линия *b—c*). Сжатый пар, оставшийся в мертвом пространстве, расширяется (линия *c—e*). Затем в точке *e* начинается процесс всасывания (линия *e—a*).

В отличие от компрессора с возвратно-поступательным движением поршня в ротационном компрессоре степень сжатия постоянна, вследствие чего давление в конце сжатия может быть равно  $p_k$  (см. рис. 82, *a*), меньше (рис. 82, *b*) или больше (рис. 82, *в*) давления конденсации.

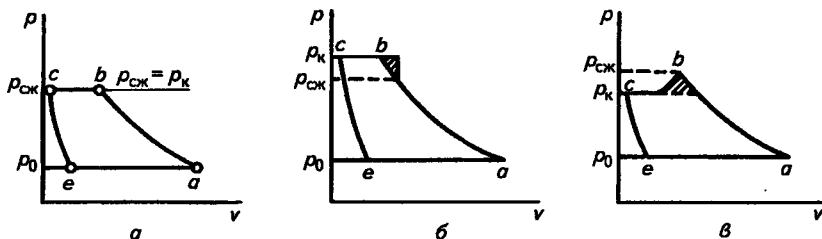


Рис. 82. Рабочий процесс пластинчатого ротационного компрессора

Теоретическая объемная подача ротационного компрессора без учета потерь

$$V_T = F_1 z l n,$$

где  $F_1$  — максимальная площадь сечения одной ячейки,  $m^2$ ;  $z$  — число ячеек или пластин;  $l$  — длина ротора,  $m$ ;  $n$  — частота вращения ротора,  $c^{-1}$ .

При достаточно большом числе пластин формулу можно преобразовать:

$$V_T = \left\{ \frac{\pi}{4} \left[ (D + 2e)^2 - d^2 \right] - z \frac{(D - d)}{2} \right\} l n,$$

где  $D$  — диаметр цилиндра,  $m$ ;  $d$  — диаметр ротора,  $m$ ;  $e$  — эксцентриситет (расстояние между осями цилиндра и ротора),  $m$ ;  $t$  — толщина пластины,  $m$ .

Обычно соотношения между размерами ротационных пластинчатых компрессоров следующие:

$$d/D = 0,87 (\text{при } p < 245 \text{ кПа}); \quad d/D = 0,885 (\text{при } p < 490 \text{ кПа});$$

$l/D = 1,6 \dots 2,1$ ; наиболее распространено значение 1,8; ширина пластины  $b = 0,27R$  (при  $p = 245$  кПа);  $b = 0,22R$  (при  $p = 490$  кПа), где  $R = D/2$ ;  $b/2e = 1,9$ ;  $e = (0,1 \dots 0,15D/2)$ .

Толщину  $t$  пластин из стали принимают 1...3 мм, из пластмассы — 4...12 мм; число пластин равно 20...30.

Для однопластинчатого компрессора с катящимся ротором

$$V_T = \pi/4 (D^2 - d^2) l n.$$

Объемные потери в ротационных компрессорах учитываются также коэффициентом подачи  $\lambda$ .

Действительная объемная подача компрессора

$$V_d = V_T \lambda.$$

## Коэффициент подачи

$$\lambda = 1 - (a p_k/p_0),$$

где  $a = 0,05$  для крупных машин и  $a = 0,1$  — для мелких.

Мощность, затрачиваемая на валу ротационного компрессора

$$N_e = m_d(i_2 - i_1)/\eta_e,$$

где  $\eta_e$  — эффективный КПД компрессора (определяют его по рис. 80).

### 5.15. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА

Рабочий процесс винтового компрессора не отличается от рабочего процесса пластинчатого ротационного компрессора с вращающимся ротором (см. рис. 82). Винтовые компрессоры, так же как и ротационные, работают с постоянной степенью сжатия. Отношение начального объема парной полости к ее конечному объему в момент соединения с камерой нагнетания называют *геометрической степенью сжатия* ( $\pi_r$ ). Отношение давления в парной полости в момент соединения ее с окном нагнетания к давлению всасывания называют *внутренней степенью сжатия* ( $\pi_{вн}$ ). Давление внутреннего сжатия пара в винтовом компрессоре может не совпадать с давлением нагнетания, т. е. с давлением пара на нагнетательной стороне компрессора, которое устанавливается в зависимости от давления конденсации. Отношение давления нагнетания к давлению всасывания называют *наружной степенью сжатия*  $\pi_n$ . Если давление внутреннего сжатия пара меньше давления нагнетания, то произойдет внешнее, внегеометрическое дожатие пара до давления нагнетания; если оно выше, то происходит расширение сжатого пара и падение давления пара. При работе компрессора на данных режимах наблюдается повышенный расход энергии на величину площади одного из заштрихованных треугольников (см. рис. 82, б, в). Наиболее экономичным режимом работы винтового компрессора является режим, когда  $p_{сж} = p_n = p_k$  (см. рис. 82, а).

С целью уменьшения энергетических потерь от дожатия или расширения пара винтовые компрессоры изготавливают со следующими значениями  $\pi_r$ : среднетемпературные для R717, R12, R22 — 4,0; высокотемпературные R12 и R22 и поджимающие — 2,6; низкотемпературные одноступенчатые для R22 — 7.

Теоретическая объемная подача винтового компрессора зависит от размеров роторов:

$$V_T = (1,5...2)LSn,$$

где  $L$  — длина винтовой части ротора, м;  $S$  — рабочая площадь сечения ротора, м<sup>2</sup>;  $n$  — частота вращения ведущего ротора, с<sup>-1</sup>.

Действительная объемная подача винтового компрессора меньше теоретической на величину объемных потерь, вызванных перетечкой пара через щели между полостями, гидравлическим сопротивлением при всасывании, подогревом всасываемого пара, влиянием осевой негерметичности и защемленных объемов.

Перечисленные объемные потери характеризуются коэффициентом подачи компрессора  $\lambda$ . Зная холодопроизводительность винтового компрессора, режим его работы, можно определить  $V_T$  и  $N_c$  аналогично поршневому компрессору. Значения  $\lambda$  и  $\eta_c$  принимают по графику (см. рис. 80).

### 5.16. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ТУРБОКОМПРЕССОРА

Цикл холодильной машины с одноступенчатым центробежным компрессором изображен в диаграммах  $s-T$  и  $i-\lg p$  на рис. 83, *a*, *б* соответственно.

При входе в колесо скорость хладагента возрастает до  $c_0$  (вместо  $c = 0$  в испарителе *И*), а при входе на лопатки — до  $c_1$ , вследствие чего давление и температура хладагента уменьшаются; состояние пара перед лопаткой характеризуется точкой *1*.

Для предварительных расчетов можно принять

$$c_0 = (0,3 \dots 0,4) a_0,$$

где  $a_0$  — скорость звука в хладагенте при температуре в точке 0,

$$c_1 = (1,1 \dots 1,25) c_0.$$

Действительный процесс сжатия в турбокомпрессоре можно считать политропным.

Для определения состояния хладагента в конце сжатия (точка 2) проведем вначале линию  $s = \text{const}$  из точки 1 до пересечения с ли-

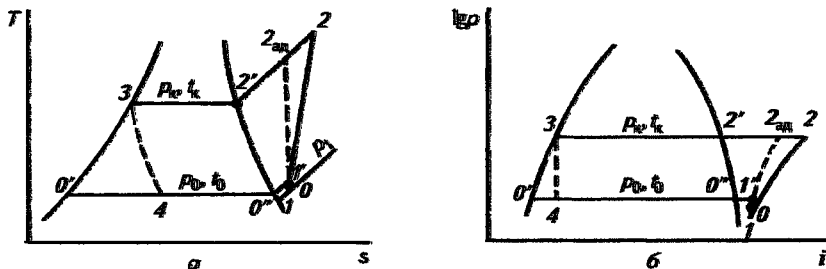


Рис. 83. Цикл холодильной машины с одноступенчатым центробежным компрессором:

*a* — в диаграмме  $s-T$ ; *б* — в диаграмме  $i-\lg p$



нией давления  $p_k$  в точке  $2_{ад}$ . При расчете цикла удобно пользоваться адиабатным коэффициентом  $\eta_{ад}$  — отношением работы в адиабатном процессе сжатия  $l_{ад}$  к полной работе компрессора  $l$ :

$$\eta_{ад} = l_{ад}/l = (i_{2ад} - i_1)/(i_2 - i_1),$$

откуда  $i_2 = i_1 + (i_{2ад} - i_1)/\eta_{ад}$ .

Коэффициент  $\eta_{ад}$  определяется из соотношения:

$$\eta_{ад}/\eta_{пол} = 0,95...0,96,$$

где  $\eta_{пол}$  — политропный КПД, т. е. отношение работы в политропном процессе сжатия к полной работе компрессора.

Полная работа турбокомпрессора расходуется на сжатие и перемещение пара, изменение его кинетической энергии и преодоление гидравлических потерь при сжатии. Обычно  $\eta_{ад} = 0,65...0,76$ .

По энтальпии  $i_2$  устанавливают положение точки 2 на диаграмме  $i$ — $\lg p$  или  $s$ — $T$ , температуру в конце сжатия  $T_2$ . Полную затрату работы в процессе сжатия находят по формуле

$$l = i_2 - i_1 = (i_{2ад} - i_1)/\eta_{ад}.$$

На рис. 83, *а*, *б* линия  $0''$ — $1'$  изображает перегрев во всасывающем трубопроводе;  $1'$ — $1$ — расширение пара, связанное с увеличением его скорости;  $1$ — $2$ — сжатие пара в компрессоре;  $2$ — $2'$ — «сбив» перегрева в конденсаторе;  $2'$ — $3$ — процесс конденсации пара;  $3$ — $4$ — дросселирование;  $0'$ — $0''$ — кипение хладагента в испарителе.

**Тепловой расчет турбокомпрессора.** При расчете задаются холодопроизводительностью машины  $Q_0$ . По известным условиям работы строят цикл в диаграмме  $s$ — $T$  или  $i$ — $\lg p$  и определяют параметры точек, по которым проводят расчет.

1. Удельная массовая холодопроизводительность хладагента

$$q_0 = i_0'' - i_4.$$

2. Затраты работы в цикле

$$l = i_2 - i_1.$$

3. Массовый расход хладагента

$$m_d = Q_0/q_0.$$

4. Объемная подача хладагента по состоянию при выходе из испарителя (без учета перегрева )

$$V = m_d v_{0'},$$

где  $v_{0'}$  — удельный объем пара в точке  $0'$ ,  $\text{м}^3/\text{кг}$ .

5. Объемная подача хладагента при входе в колесо ( в точке 0)

$$V_0 = m_d v_0 = V/R_{v0},$$

где  $R_{v0} = v_{0'}/v_0$ .

6. Объем хладагента при входе на лопатки

$$V_1 = m_d v_1 = V/R_{v1},$$

где  $R_{v1} = v_{0'}/v_1$ .

При расчете можно принимать  $R_{v0} = R_{v1} = 0,9...0,95$ .

7. Тепловой поток в конденсаторе

$$Q_k = m_d(i_2 - i_3).$$

8. Мощность двигателя

$$N_e = m_d l_{ад} / \eta_{ад} \eta_M = m_d l / \eta_M,$$

где  $\eta_M$  — механический КПД, учитывающий механические потери в герметичных уплотнениях вала, подшипниках компрессора и редуктора;  $\eta_M = 0,94...0,98$ .

#### Контрольные вопросы и задания

1. В чем состоит назначение компрессора в схеме холодильной установки?
2. Как подразделяются компрессоры?
3. Перечислите преимущества бескрейцкопфных компрессоров по сравнению с крейцкопфными.
4. Почему оппозитные компрессоры имеют две системы смазки?
5. Какова наиболее распространенная конструкция клапанов компрессора?
6. В чем особенности работы винтовых и ротационных компрессоров?
7. Перечислите способы регулирования производительности компрессоров различных конструкций.
8. Назовите преимущества герметичных компрессоров.
9. Расскажите о принципе работы, преимуществах и недостатках ротационного компрессора с вращающимся ротором.
10. В чем преимущества и недостатки винтового компрессора?
11. Что называется геометрической степенью сжатия винтового компрессора?
12. Каковы основные детали спирального компрессора?

13. Каковы преимущества и недостатки спиральных компрессоров, турбокомпрессоров?

14. Какие объемные потери существуют в действительном компрессоре?

15. Чем отличается индикаторная диаграмма действительного компрессора от теоретического?

16. Объясните, что такое коэффициент подачи компрессора и что он характеризует.

17. Что такое теоретическая объемная подача компрессора?

18. Что такое холодопроизводительность компрессора?

19. Какие условия работы компрессора называются номинальными и как определить номинальную холодопроизводительность?

20. Как определить рабочую холодопроизводительность компрессора, если известна его холодопроизводительность при спецификационном режиме?

21. Какую мощность называют эффективной?

22. По каким параметрам подбирают двухступенчатый компрессор?

23. Почему рабочие процессы ротационного пластинчатого и винтового компрессоров одинаковы?

*Практические задания 4, 5. Изучение устройства отдельных деталей и узлов компрессоров различных конструкций (осуществляется в лаборатории учебного заведения или на производстве).*

**Лабораторная работа 1. Разборка и сборка компрессора любой конструкции.**

**Цель** — изучение конструкций основных узлов и деталей компрессоров, получение навыков при разборке и сборке компрессоров различных типов.

**Состав отчета:** принцип действия компрессора, продольный и поперечный разрез компрессора, спецификация, описание устройства основных узлов и деталей компрессора; узел компрессора — общий вид, назначение и детальное устройство. (Например, уплотнение вала, клапан, шатунно-поршневая группа и др.)

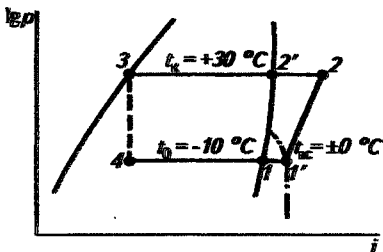
Отчет выполняют на одной стороне бумаги формата А4 (210×297 мм).

*Практические занятия 6, 7. Тепловой расчет и подбор одноступенчатого и двухступенчатого компрессора (агрегата).*

**Пример 6.** Провести тепловой расчет одноступенчатого аммиачного бескрейночного компрессора и подобрать его для холодильной установки, если

$$Q_0 = 273 \text{ Вт}; \quad t_0 = -10^\circ \text{C}; \quad t_k = +30^\circ \text{C}; \quad t_{\text{ис}} = \pm 0^\circ \text{C}; \quad c = 5\%.$$

На рис. 84 изображен цикл одноступенчатой холодильной машины в диаграмме  $i$ — $\lg p$ . Определим параметры точек, необходимые для расчета (табл. 17).



17. Таблица параметров, необходимых для расчета

Давление $p$ , Па		Удельная энтальпия, кДж/кг				Удельный объем, м <sup>3</sup> /кг
$p_0$	$p_k$	$i_1$	$i_2$	$i_3$	$i_4$	$v_1$
290	1166	1671	1700	1900	561	0,42

Рис. 84. К тепловому расчету одноступенчатого компрессора

$$1. q_0 = i_1 - i_4 = 1671 - 561 = 1110 \text{ кДж/кг.}$$

$$2. m_d = Q_0/q_0 = 273/1110 = 0,246 \text{ кг/с.}$$

$$3. V_d = m_d v_1' = 0,246 \cdot 0,42 = 0,103 \text{ м}^3/\text{с.}$$

$$4. \lambda_i = \frac{p_0 - \Delta p_{bc}}{p_0} - c \left( \frac{p_k + \Delta p_n}{p_0} - \frac{p_0 - \Delta p_{bc}}{p_0} \right) = \frac{290 - 5}{290} - 0,05 \left( \frac{1166 + 10}{290} - \frac{290 - 5}{290} \right) = 0,83.$$

$$5. \lambda_{w'} = T_0/(T_k + 26) = (273 - 10)/(273 + 30 + 26) = 0,80.$$

$$6. \lambda = \lambda_i \lambda_{w'} = 0,83 \cdot 0,80 = 0,664.$$

$$7. V_T = V_d/\lambda = 0,103/0,664 = 0,155 \text{ м}^3/\text{с.}$$

$$8. q_v = q_0/v_1' = 1110/0,42 = 2643 \text{ кДж/м}^3.$$

$$9. q_{vH} = q_{0H}/v_1'H = 2214 \text{ кДж/м}^3.$$

$$10. \lambda_{H} = \lambda_{vH} \lambda_{w'H} = 0,78 \cdot 0,78 = 0,61.$$

$$11. Q_{0H} = Q_0 \frac{q_{vH} \lambda_{H}}{q_v \lambda} = \frac{273 \cdot 2214 \cdot 0,61}{2643 \cdot 0,664} = 210 \text{ кВт.}$$

$$12. N_a = m_d(i_2 - i_1') = 0,246 (1900 - 1700) = 49,2 \text{ кВт.}$$

$$13. \eta_i = \lambda_{w'} + b t_0 = 0,80 + 0,002(-10) = 0,78.$$

$$14. N_i = N_a/\eta_i = 49,2/0,78 = 63 \text{ кВт.}$$

$$15. N_{TP} = V_T p_{TP} = 0,167 \cdot 30 = 5,0 \text{ кВт.}$$

$$16. N_e = N_i + N_{TP} = 63 + 5,0 = 68 \text{ кВт.}$$

$$17. N_{дв} = N_e(1,1 \dots 1,2) = 68 \cdot 1,1 = 74,8 \text{ кВт.}$$

$$18. \varepsilon_e = Q_0/N_e = 273/68 = 4,0 \text{ кВт/кВт.}$$

$$19. Q_k = m_d(i_2 - i_3) = 0,246(1900 - 561) \cdot 10^3 = 329 \text{ 394 Вт.}$$

$$\text{Или } Q_k = Q_0 + N_i = 273 + 63 = 336 \text{ кВт.}$$

По табл. 12 выбираем два компрессорных агрегата А110-7-2;  $V_T = 0,0836 \text{ м}^3/\text{с}$ ;  
 $Q_{0H} = 140 \text{ 000 Вт}$ ;  $n = 24,5 \text{ с}^{-1}$ .

При подборе компрессоров рекомендуются следующие правила.

1. Подбор компрессора проводить после выполнения пп. 7 и 11 по  $V_T$  и  $Q_{0H}$ .

2. Учитывать возможность унификации компрессоров для облегчения ремонта (замена одинаковых узлов, деталей).

3. Подбирать не менее двух компрессоров.

4. При погрешности теоретической подачи  $V_T$  выбранных компрессоров более 10 % пересчитать массовый расход  $m_d$  и соответственно все остальные параметры:

$$\Pi = \frac{V_{T, \text{табл}} - V_{T, \text{расч}}}{V_{T, \text{расч}}} \cdot 100,$$

где  $\Pi$  — погрешность, %.

$$\text{В примере } \Pi = \frac{0,0836 \cdot 2 - 0,155}{0,155} \cdot 100 = 7,87 \%,$$

т. е.  $< 10 \%$ , поэтому  $m_d$  не пересчитывают.

**Пример 7.** Провести тепловой расчет двухступенчатого аммиачного холодильного бескрейшккопфного компрессора, если  $Q_0 = 170 \text{ кВт}$ ;  $t_0 = -35^\circ\text{C}$ ;  $t_k = +30^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{вс.шнд}} = -25^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{вс.шнд}} = t_{\text{пр}} + 7^\circ\text{C}$ .

Мертвое пространство для обеих ступеней составляет 5 %.

Расчет промежуточного сосуда со змеевиком:

промежуточное давление

$$P_{\text{пр}} = \sqrt{P_0 P_k} = \sqrt{93 \cdot 1166} = 329 \text{ кПа};$$

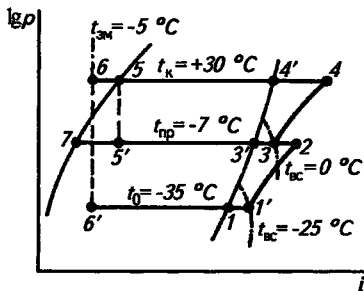


Рис. 85. К тепловому расчету двухступенчатого компрессора

промежуточная температура  $t_{пр} = -7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  
 $t_{зм} = t_{пр} + 2\text{ }^{\circ}\text{C} = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

На рис. 85 показан цикл двухступенчатой холодильной машины в диаграмме  $i\text{-lg } p$ ; необходимые параметры даны в табл. 18.

18. Таблица параметров, необходимых для расчета

Удельная энтальпия, кДж/кг									Удельный объем, м <sup>3</sup> /кг		Давление, кПа	
$i_1$	$i_1'$	$i_2$	$i_3$	$i_3'$	$i_4$	$i_5$	$i_7$	$i_6$	$v_1$	$v_3$	$p_0$	$p_k$
1635	1645	1800	1690	1674	1885	561	386	396	1,18	0,38	93	1166

Расчет ступени низкого давления:

$$1. q_0 = i_1 - i_6' = 1635 - 396 = 1239 \text{ кДж/кг.}$$

$$2. m_1 = Q_0/q_0 = 170/1239 = 0,137 \text{ кг/с.}$$

$$3. V_d = m_1 v_1 = 0,137 \cdot 1,18 = 0,16 \text{ м}^3/\text{с.}$$

$$4. \lambda_i = \frac{p_0 - \Delta p_{вс}}{p_0} - c \left( \frac{p_{пр} + \Delta p_{н}}{p_0} - \frac{p_0 - \Delta p_{вс}}{p_0} \right) = \frac{93 - 5}{93} - 0,05 \left( \frac{329 + 10}{93} - \frac{93 - 5}{93} \right) = 0,81.$$

$$5. \lambda_{w'} = T_0 / (T_{пр} + 26) = (273 - 35) / (273 - 7 + 26) = 0,815.$$

$$6. \lambda = \lambda_i \lambda_{w'} = 0,811 \cdot 0,815 = 0,66.$$

$$7. V_{г,низ} = V_d / \lambda = 0,160 / 0,66 = 0,24 \text{ м}^3/\text{с.}$$

$$8. N_a = m_1 (i_2 - i_1) = 0,137 (1800 - 1645) = 21,2 \text{ кВт.}$$

$$9. \eta_i = \lambda_{w'} + b i_0 = 0,815 + 0,002(-35) = 0,745.$$

$$10. N_i = N_a / \eta_i = 21,2 / 0,745 = 28,46 \text{ кВт.}$$

$$11. N_{пр} = V_{г,пр} p_{пр} = 0,25 \cdot 30 = 7,5 \text{ кВт.}$$

$$12. N_e = N_i + N_{пр} = 28,46 + 7,5 = 36,0 \text{ кВт.}$$

$$13. N_{дв} = N_e \cdot 1,1 = 36 \cdot 1,1 = 39,6 \text{ кВт.}$$

Расчет ступени высокого давления:

$$1. m' = m_1 \frac{i_2 - i_3}{i_3' - i_5'} = 0,137 \frac{1800 - 1690}{1674 - 561} = 0,013 \text{ кг/с.}$$

$$2. m'' = m_1 \frac{i_5 - i_6}{i_3' - i_5'} = 0,137 \frac{561 - 396}{1674 - 561} = 0,020 \text{ кг/с.}$$

$$3. m = m_1 + m' + m'' = 0,137 + 0,013 + 0,020 = 0,17 \text{ кг/с.}$$

$$4. V_d = m v_3 = 0,17 \cdot 0,38 = 0,0646 \text{ м}^3/\text{с.}$$

$$\lambda_i = \frac{p_{пр} - \Delta p_{вс}}{p_{пр}} - c \left( \frac{p_k + \Delta p_{н}}{p_{пр}} - \frac{p_{пр} - \Delta p_{вс}}{p_{пр}} \right) =$$

$$= \frac{329 - 5}{329} - 0,05 \left( \frac{1166 + 10}{329} - \frac{329 - 5}{329} \right) = 0,856.$$

$$6. \lambda_{w'} = T_{пр} / (T_k + 26) = (273 - 7) / (273 + 30 + 26) = 0,81.$$

$$7. \lambda = \lambda_i \lambda_{w'} = 0,856 \cdot 0,81 = 0,69.$$

$$8. V_{т.швд} = V_d / \lambda = 0,0646 / 0,69 = 0,0936 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$9. N_a = m(i_4 - i_3) = 0,17(1885 - 1690) = 33,15 \text{ кВт}.$$

$$10. \eta_i = \lambda_{w'} + b_{гпр} = 0,81 + 0,002(-7) = 0,796.$$

$$11. N_i = N_a / \eta_i = 31,15 / 0,796 = 39,1 \text{ кВт}.$$

$$12. N_{гпр} = V_{т.швд} \rho_{гпр} = 0,084 \cdot 30 = 2,52 \text{ кВт}.$$

$$13. N_e = N_i + N_{гпр} = 39,1 + 2,52 = 41,6 \text{ кВт}.$$

$$14. N_{дв} = N_e(1,1 - 1,12) = 41,6 \cdot 1,1 = 45,8 \text{ кВт}.$$

$$15. \epsilon_e = \frac{Q_0}{N_{шнд} + N_{швд}} = \frac{170}{36,0 + 41,6} = 2,19 \text{ кВт}.$$

$$16. Q_k = m(i_4 - i_5) = 0,17(1885 - 561) = 225 \text{ кВт},$$

$$\text{или } Q_k = Q_0 + N_{кст.нд} + N_{кст.вд} = 170 + 28,46 + 39,1 = 237,56 \text{ кВт}.$$

По табл.13 подбираем два компрессорных агрегата АД55-7-4

$$V_{т.шнд} = 0,125 \text{ м}^3/\text{с}; \quad V_{т.швд} = 0,042 \text{ м}^3/\text{с}; \quad N_e = 39 \text{ кВт}; \quad n = 24,5 \text{ с}^{-1}.$$

Так как подобранные компрессорные агрегаты АД-55-7-4 имеют один электродвигатель на обе ступени сжатия, то отдельно для каждой ступени  $N_{дв}$  не рассчитывают, а  $N_{дв}$  для каждого агрегата составляет

$$N_{дв} = (N_{е шнд} + N_{е швд})1,1/2 = (36,0 + 41,6)/2 = 38,8 \text{ кВт}.$$

## Г л а в а 6

### ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

#### 6.1. КОНДЕНСАТОРЫ

Конденсатор — это теплообменный аппарат, в котором охлаждаются и конденсируются пары хладагента в результате отдачи теплоты теплоносителю — охлаждающей воде или воздуху.

Теплопередачей называют процесс передачи теплоты от тела с большей температурой к телу с меньшей температурой.

**Теплопередача при конденсации.** Пар конденсируется при соприкосновении со стенкой, температура которой ниже температуры насыщения пара, соответствующей давлению в аппарате. По характеру образования жидкости на стенке различают три вида конденсации: капельную, пленочную и смешанную.

При капельной конденсации пар соприкасается непосредственно с холодной поверхностью, поэтому имеет больший коэффициент теплоотдачи, чем при пленочной конденсации, когда пленка жидкости на поверхности труб создает дополнительное термическое сопротивление, что снижает коэффициент теплоотдачи. В аппаратах холодильных машин происходит пленочная конденсация.

На интенсивность теплопередачи в конденсаторе влияют следующие факторы.

1. Скорость удаления жидкости с теплопередающей поверхности. При конденсации пара конденсат оседает на теплопередающей поверхности сплошной пленкой, которая, стекая по трубам, затрудняет дальнейшую конденсацию пара. Поэтому конструкция конденсатора должна обеспечивать быстрый отвод образующейся жидкости.

2. Скорость движения пара. При большой скорости движения пара ускоряется движение пленки жидкости, которая быстрее смывается с теплопередающей поверхности, увеличивая коэффициент теплопередачи.

3. Примесь воздуха и неконденсирующихся газов. В результате уменьшается коэффициент теплопередачи и повышается давление конденсации.

4. Отложения на стенках труб: со стороны хладагента — масла, унесенного паром из компрессора; со стороны воды — водяного камня (твердого осадка солей, растворенных в воде), ржавчины; в конденсаторах с воздушным охлаждением — слоя пыли, краски. Все эти отложения оказывают значительное термическое сопротивление, уменьшая коэффициент теплопередачи.

5. Скорость движения воды. Чем выше скорость движения воды  $\omega$  (м/с), тем больше коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воде, а следовательно, и коэффициент теплопередачи конденсатора.

Интенсивность теплопередачи конденсатора характеризуется *плотностью теплового потока* ( $\text{Вт}/\text{м}^2$ ) — количеством теплоты, которое отводится от хладагента теплоносителем через  $1 \text{ м}^2$  площади поверхности конденсатора в течение 1 с:

$$q_F = k\theta_m,$$

где  $k$  — коэффициент теплопередачи конденсатора,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $\theta_m$  — средний логарифмический температурный напор между конденсирующимся хладагентом и охлаждающей средой, К.

Коэффициент теплопередачи конденсатора

$$k = \frac{1}{(1/\alpha_{x,a})(d_{w(b)}/d_{x,a}) + \sum(\delta_i/\lambda_i) + (1/\alpha_{w(b)})}, \quad (6.1)$$

где  $\alpha_{x,a}$  — коэффициент теплоотдачи от хладагента к стенке трубы,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ : для аммиака  $\alpha_{x,a} = 2300 \dots 5800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ; для R134a  $\alpha_{x,a} = 1200 \dots 2300 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ; для R22  $\alpha_{x,a} = 1500 \dots 2900 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $\alpha_{w(b)}$  — коэффициент теплоотдачи от стенки к воде или воздуху,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ : для воды  $\alpha_{w(b)} = 3500 \dots 7000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , для воздуха  $\alpha_{a} = 23 \dots 93 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  при  $\omega = 3 \dots 8 \text{ м/с}$ ;  $d_{w(b)}$  и  $d_{x,a}$  — диаметр трубы соответственно для воды и хладагента, м;  $\sum \delta_i/\lambda_i = \delta_{ст}/\lambda_{ст} + \delta_{м}/\lambda_{м} + \delta_{в,к}/\lambda_{в,к} + \delta_{кр}/\lambda_{кр}$  — термическое сопротивление стенки трубы и отложений. Здесь  $\delta_{ст}$ ,  $\delta_{м}$ ,  $\delta_{в,к}$ ,  $\delta_{кр}$  —

толщина стенки, масляной пленки, водяного камня, краски, м;  $\lambda_{ст}$ ,  $\lambda_m$ ,  $\lambda_{в.к.}$ ,  $\lambda_{кр}$  — коэффициенты теплопроводности соответствующих материалов, Вт/(м·К) (табл. 19 и 20).

19. Таблица коэффициентов теплопроводности различных металлов

Металл или сплав	$t$ , °C	$\lambda$ , Вт/(м·К)
Алюминий	0	229
Бронза	20	47,7
Бронза фосфористая	20	45,4
Латунь	0	106
Медь:		
чистая	0	395
техническая	0	386
Свинец	0	34,5
Сталь углеродистая	0	45,4
Цинк	0	113
Чугун	20	58

20. Таблица коэффициентов теплопроводности отложений

Отложения	$t$ , °C	$\lambda$ , Вт/(м·К)
Водяной камень	—	1,80
Глицерин:		
безводный	—	0,30
с 50 % воды	—	0,50
Лед:		
$t = 0$ °C	0	2,30
$t = -100$ °C	-100	3,50
Окраска	—	0,23
Снег:		
$\rho = 200$ кг/м <sup>3</sup>	—	0,11
$\rho = 400$ кг/м <sup>3</sup>	—	0,47
Смазочное масло	15	0,14
Соль:		
NaCl	30	0,70
CaCl <sub>2</sub>	24	0,70

Средний логарифмический температурный напор (°C)

$$\theta_m = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{2,31g \frac{t_k - t_{w1}}{t_k - t_{w2}}}, \quad (6.2)$$

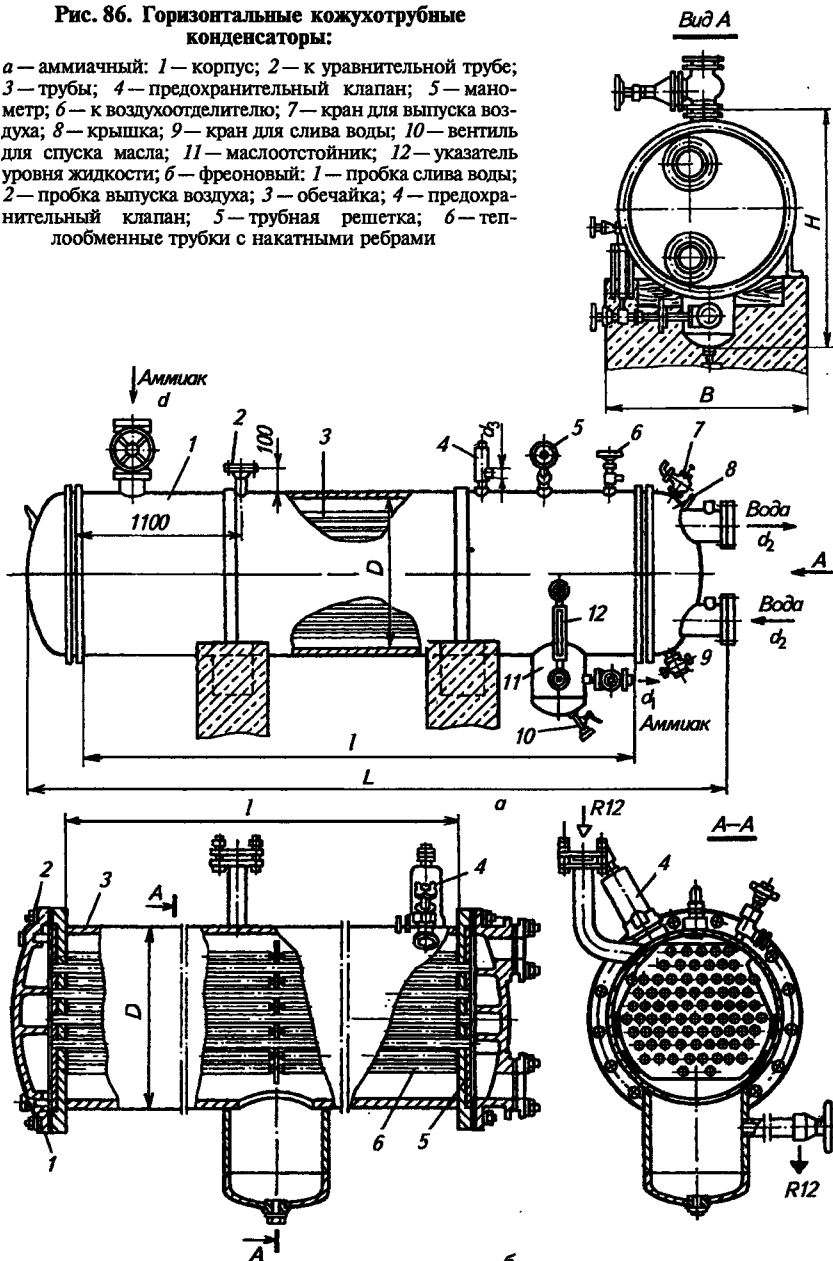
где  $t_{w1}$ ,  $t_{w2}$  — температура воды, соответственно входящей в конденсатор и выходящей из него, °C;  $t_k$  — температура конденсации, °C.

**Классификация конденсаторов.** По способу отвода теплоты конденсаторы делятся на: 1) проточные, в которых теплота отводится водой; 2) оросительные и испарительные, в которых теплота отводится водой, испаряющейся в воздухе; 3) с воздушным охлаждением.



**Рис. 86. Горизонтальные кожухотрубные конденсаторы:**

*a* — аммиачный; 1 — корпус; 2 — к уравнивательной трубе; 3 — трубы; 4 — предохранительный клапан; 5 — манометр; 6 — к воздухоотделителю; 7 — кран для выпуска воздуха; 8 — крышка; 9 — кран для слива воды; 10 — вентиль для спуска масла; 11 — маслоотстойник; 12 — указатель уровня жидкости; б — фреоновый: 1 — пробка слива воды; 2 — пробка выпуска воздуха; 3 — обечайка; 4 — предохранительный клапан; 5 — трубная решетка; б — теплообменные трубки с накатными ребрами



Выпускаются проточные конденсаторы нескольких конструкций: горизонтальные и вертикальные кожухотрубные и горизонтальные кожухозмеевиковые; оросительно-испарительные — двух конструкций: оросительные с промежуточным отбором жидкости и испарительные; конденсаторы с воздушным охлаждением, применяемые главным образом в малых холодильных машинах, выполняют в виде ребристых змеевиков, обдуваемых воздухом.

**Проточные конденсаторы.** Горизонтальные кожухотрубные и кожухозмеевиковые конденсаторы применяют в аммиачных и фреоновых холодильных установках. Они состоят из горизонтального кожуха и труб. Аммиачные горизонтальные кожухотрубные конденсаторы (рис. 86, а) изготовляют с площадью поверхности охлаждения 25...400 м<sup>2</sup>. Внутри корпуса 1 размещается 106...870 горизонтальных стальных цельнотянутых труб диаметром 25 × 2,5 мм. Трубы 3 ввальцованы в решетки, приваренные к концам корпуса. Корпус с обеих сторон закрывается крышками 8 с внутренними перегородками, которые создают необходимое число ходов движения воды. Пар хладагента поступает в корпус конденсатора сверху, образующаяся жидкость стекает вниз и отводится из верхней части маслоотстойника 11. Сверху на конденсаторе устанавливают манометр 5 и предохранительный клапан 4, а также штуцеры для присоединения уравнительной линии к ресиверу 2 и к воздухоохладителю 6. Воздух и неконденсирующиеся газы следует удалять из конденсатора в месте их наибольшей концентрации, т. е. с противоположной стороны корпуса по отношению к подаче пара. Масло скапливается в нижней части маслоотстойника, откуда периодически удаляется через вентиль 10. Для наблюдения за уровнем жидкого аммиака конденсатор снабжен указателем уровня 12 со стеклом Клингера. В верхней части одной из крышек 8 имеется кран для выпуска воздуха из водяного пространства 7, а в нижней части — кран для слива воды 9.

Некоторые типы кожухотрубных конденсаторов средней производительности монтируют с ресивером и воздухоотделителем. Технические характеристики конденсаторов типа КТГ приведены в табл. 21 и 22, а типа КА — в табл. 23.

21. Основные технические данные горизонтальных кожухотрубных конденсаторов типа КТГ

Конденсатор	Площадь наружной поверхности теплообмена, м <sup>2</sup>	Размеры, мм			Число труб	Вместимость пространства, м <sup>3</sup>		Диаметр условного прохода патрубков, мм			Масса, кг
		диаметр D	длина L	высота H		межтрубного	трубного	d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	
КТГ-25	25	500	2910	910	106	0,38	0,13	50	20	65	950
КТГ-32	32	500	3410	910	144	0,46	0,16	50	20	65	1070
КТГ-40	40	500	4410	910	144	0,61	0,2	50	20	65	1350
КТГ-50	50	600	3510	1000	216	0,61	0,24	70	25	80	1520
КТГ-63	63	600	4510	1000	216	0,86	0,31	70	25	80	1900

Конденсатор	Площадь наружной поверхности теплообмена, м <sup>2</sup>	Размеры, мм			Число труб	Вместимость пространства, м <sup>3</sup>		Диаметр условного прохода патрубков, мм			Масса, кг
		диаметр <i>D</i>	длина <i>L</i>	высота <i>H</i>		межтрубного	трубного	<i>d</i>	<i>d</i> <sub>1</sub>	<i>d</i> <sub>2</sub>	
КТГ-80	80	600	5510	1000	216	1,07	0,37	80	25	100	2300
КТГ-125	125	800	4650	1230	386	1,49	0,61	80	32	125	3440
КТГ-160	160	800	5650	1230	386	1,86	0,7	80	32	125	4292
КТГ-200	200	1000	4750	1670	614	2,32	0,99	100	40	200	5580
КТГ-250	250	1000	5750	1670	614	2,91	1,19	100	40	200	6780
КТГ-315	315	1200	5850	1940	870	4,52	1,5	100	50	250	9480
КТГ-400	400	1200	6800	1940	870	5,6	4,6	100	50	250	15550

## 22. Основные технические характеристики кожухотрубных горизонтальных конденсаторов

Конденсатор	Габаритные размеры, мм				Масса, кг
	<i>L</i>	<i>B</i>	<i>H</i>	<i>D</i> <sub>м</sub>	
<i>Хладагент R717</i>					
МК40	3200	780	800	500	1040
МК60	3500	815	800	600	1509
125КТГ	4680	1000	1230	800	3540
200КТГ	4775	1800	1670	1000	5650
250КТГ	5775	1800	1670	1000	6870
300КТГ	5875	2100	1940	1200	9500
<i>Хладагент R22</i>					
KX12	2300	510	660	307	360
1KX35	2975	550	850	500	630
KP43	3620	700	750	500	790
1KФ130	3610	845	975	600	1345
1KФ260	3655	1050	1150	800	2220

## 23. Основные технические характеристики кожухотрубных горизонтальных конденсаторов типа КА

Конденсатор	Площадь наружной поверхности теплообмена, м <sup>2</sup>	Размеры, мм			Число труб	Вместимость пространства, м <sup>3</sup>		Диаметр условного прохода патрубков, мм			Масса, кг
		диаметр <i>D</i>	длина <i>L</i>	высота <i>H</i>		межтрубного	трубного	<i>d</i>	<i>d</i> <sub>1</sub>	<i>d</i> <sub>2</sub>	
КА-35	35	426	4425	720	175	0,35	—	50	25	80	1250
КА-50	50	500	4425	720	252	0,43	—	50	25	80	1580
КА-80	80	600	4550	820	400	0,58	—	50	32	125	2400
КА-100	100	600	5550	820	400	0,77	—	50	32	125	3100
КА-150	150	800	4675	1025	750	0,99	—	65	40	150	4500

Конденсатор	Площадь наружной поверхности теплообмена, м <sup>2</sup>	Размеры, мм			Число труб	Вместимость пространства, м <sup>3</sup>		Диаметр условного прохода патрубков, мм			Масса, кг
		диаметр <i>D</i>	длина <i>L</i>	высота <i>H</i>		межтрубного	трубного	<i>d</i>	<i>d</i> <sub>1</sub>	<i>d</i> <sub>2</sub>	
КА-180	185	800	5675	1025	750	1,23	—	65	40	150	5500
КА-230	225	1000	4850	1470	1150	1,59	—	80	50	200	6800
КА-280	280	1000	5850	1470	1150	1,99	—	100	65	200	8400
КА-350	340	1000	6850	1470	1150	2,39	—	100	65	200	9900

Примечание. Условное обозначение: К — конденсатор, Т — трубчатый, Г — горизонтальный, А — работа на R717, цифры после букв — площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>.

Кожухотрубные конденсаторы для аммиака и фреонов различаются материалом и формой теплообменной поверхности.

В фреоновых конденсаторах (см. рис. 86, б, табл. 24) используют красномедные трубы, на наружной поверхности которых накатываются спиральные ребра.

Необходимость оребрения поверхности фреоновых конденсаторов со стороны хладагента вызвана тем, что коэффициенты теплоотдачи значительно меньше при конденсации фреонов, чем охлаждающей воды. Применение медных труб объясняется чистотой поверхности, отсутствием коррозии, легкостью накатки ребер, меньшими потерями напора воды. Но при этом увеличивается стоимость конденсатора, усиливается коррозия стальных трубных решеток в месте стыка с медными трубами, особенно при охлаждении морской водой. Для придания трубной решетке полной коррозионной устойчивости против морской воды на фигурную стальную поверхность наносят слой меди значительной толщины.

В фреоновых агрегатах малой производительности применяют кожухомеєвиковые конденсаторы двух видов, с кожухом, заваренным с обоих концов, и с трубной доской и отъемной крышкой. Трубы размещаются в верхней и средней частях кожуха. Нижняя его часть используется в качестве ресивера. Кожух конденсатора выполнен из стальной цельнотянутой трубы. Теплопередающей поверхностью служат 14 медных труб с ребрами трапециевидного сечения.

Концы труб развальцованы в трубной доске. Парообразный фреон поступает в конденсатор сверху, а жидкий фреон собирается в нижней части кожуха, свободной от труб (в ресивере). В стенку кожуха ввернута легкоплавкая пробка, которая при  $t = 70^\circ\text{C}$  расплавляется и соединяет конденсатор с атмосферой или испарителем.

## 24. Характеристика фреоновых горизонтальных кожухотрубных конденсаторов

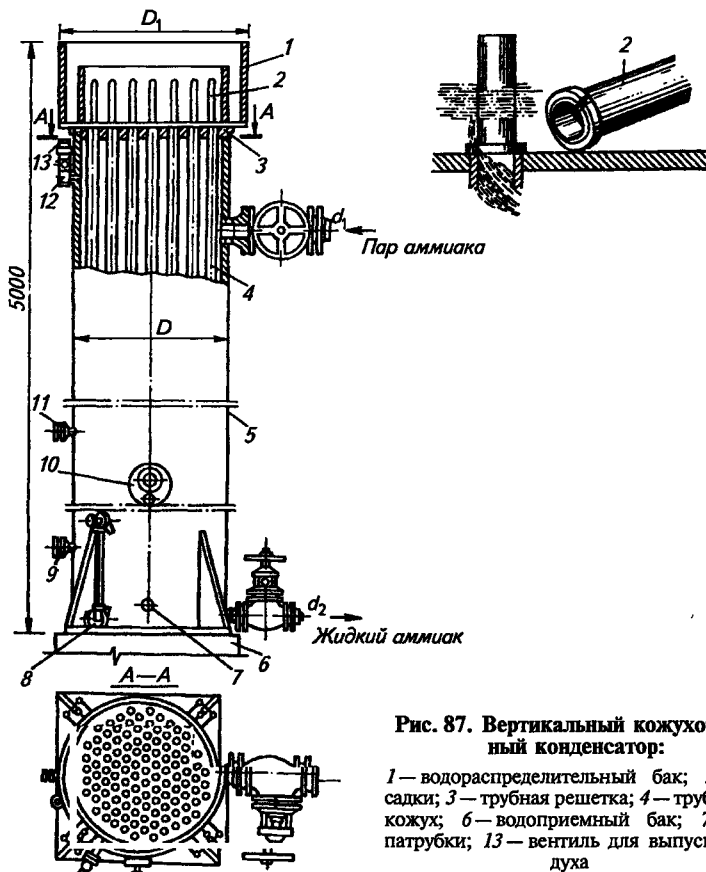
Конденсатор	Действительная площадь наружной поверхности теплообмена, м <sup>2</sup>	Длина труб $l$ , м	Диаметр обечайки $D$ , мм	Число труб, $n$	Число ходов, $z$
КТР-4	4,8	1,0	194	23	4; 2
КТР-6	6,8	1,5	219	29	4; 2
КТР-9	9,0	1,0; 1,3	273; 377	46; 53	4; 2
КТР-12	12,8	1,0; 1,2	377; 325	86	4; 2
КТР-18	18,0	1,8	377	86	4; 2
КТР-25	30,0	1,5	404	135	4
КТР-35	40,0	2,0	404	135	4
КТР-50	49,6	2,5	404	135	4
КТР-65	62	2,0	500	210	4; 2
КТР-85	92,5	3,0	500	210	4; 2
КТР-110	107	2,5	600	293	4
КТР-150	150	3,5	600	293	2
КТР-200	200	3,0	800	455	4; 2
КТР-260	260	4,0	800	455	2
КТР-308	407	4,0	900	680	—
КТР-500	500	5,0	900	680	—

Примечание. Условное обозначение: К — конденсатор, Т — трубчатый, Р — ребристый, цифры после букв — площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>.

В кожухотрубных аммиачных конденсаторах с гладкими стальными трубами плотность теплового потока  $q_F = 4650...5250$  Вт/м<sup>2</sup> при  $\theta_m = 5-6$  °С, а в фреоновых конденсаторах с медными оребренными трубами  $q_F$  достигает 11 600 Вт/м<sup>2</sup>. Скорость воды в трубах для R717 составляет 0,8...1,5 м/с, для фреона — 2,5 м/с.

Для эксплуатации горизонтальных кожухотрубных конденсаторов требуется мягкая чистая вода во избежание быстрого загрязнения горизонтальных труб водяным камнем.

Вертикальные кожухотрубные конденсаторы применяют в крупных аммиачных установках и изготовляют с площадью поверхности охлаждения 50...250 м<sup>2</sup>. Конденсатор (рис. 87, табл. 25) состоит из вертикального цилиндрического кожуха 5 с приваренными по торцам трубными решетками 3, в которые ввальцованы стальные цельнотянутые трубы 4 диаметром 57 × 3,5 мм. Над конденсатором устанавливают водораспределительный бак 1, в который поступает вода. Из водораспределительного бака вода с помощью особых насадок 2 винтообразно стекает тонким слоем по внутренним поверхностям труб 4 в водоприемный бак 6, расположенный под конденсатором. Пар подается в верхнюю часть кожуха, жидкость отводится снизу. Конденсатор имеет патрубки для присоединения уравнительной линии 11 от ресивера, манометра 10, предохранительного клапана 12, воздухоотделителя 9, указателя уровня 8, слива масла 7. Плотность теплового потока составляет



**Рис. 87. Вертикальный кожухотрубный конденсатор:**

1 — водораспределительный бак; 2 — насадки; 3 — трубная решетка; 4 — трубы; 5 — кожух; 6 — водоприемный бак; 7—12 — патрубки; 13 — вентиль для выпуска воздуха

### 25. Основные технические данные вертикальных кожухотрубных конденсаторов

Конденсатор	Площадь наружной поверхности теплообмена, м <sup>2</sup>	Вместимость пространства, м <sup>3</sup>		Число труб n	Диаметр кожуха D, мм	Диаметр условного прохода, мм		Масса, кг
		межтрубного	трубного			d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	
50 КВИ	50	0,66	0,44	48	600	65	32	1716
75 КВИ	75	0,87	0,63	68	700	65	32	2258
100 КВИ	100	1,07	0,88	96	800	80	40	2996
125 КВИ	125	1,40	1,16	126	900	80	40	3865
150 КВИ	150	1,79	1,38	150	1000	100	50	4553
250 КВИ	250	2,42	2,12	230	1200	125	50	6868

Примечание. Условное обозначение: К — конденсатор, В — вертикальный, И — интенсифицированный.

4100...4650 Вт/м<sup>2</sup>. Вентиль 13 предназначен для выпуска воздуха в атмосферу. Эти конденсаторы обычно устанавливают вне машинного отделения; их преимущества — свободное стекание жидкости и масла по трубам, меньшая загрязненность вертикальных труб маслом и водяным камнем, а следовательно, относительная лег-

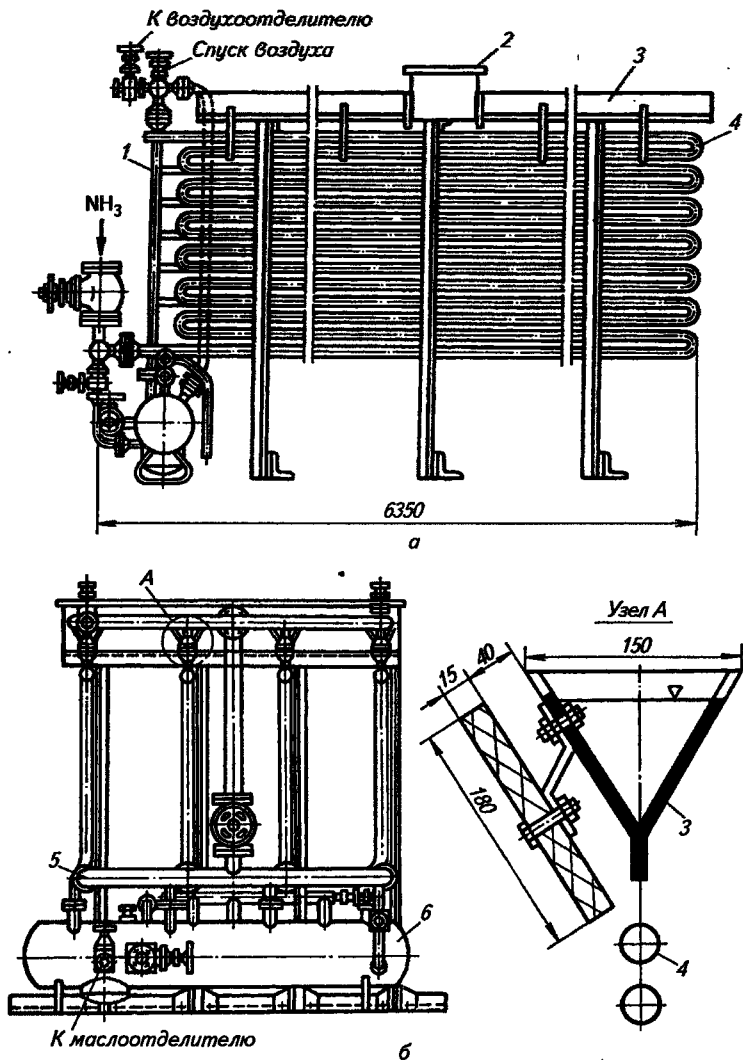


Рис. 88. Оросительный конденсатор с промежуточным отбором жидкого аммиака:  
 1 — стойка; 2 — распределительный бак; 3 — желоб; 4 — змеевики; 5 — паровой коллектор;  
 6 — ресивер жидкого аммиака

кость очистки труб, компактность, возможность использования любой воды: речной, морской, озерной. Недостаток их — при отсутствии противотока невозможно охладить жидкость ниже температуры конденсации.

**Оросительные конденсаторы.** Их применяют в аммиачных средних и крупных холодильных установках (площадь поверхности охлаждения 30...90 м<sup>2</sup>). Конденсатор (рис. 88, табл. 26) состоит из плоских трубчатых змеевиков (секций) 4 площадью поверхности 15 м<sup>2</sup> каждый, соединенных между собой паровым 5 и жидкостным коллекторами и ресивером жидкого аммиака 6. Змеевики изготовлены из 14 стальных цельнотянутых труб  $\varnothing 57 \times 3,5$  мм, в которые подается снизу пар. Образующийся конденсат отводится в ресиверы по стояку 1, который пятью патрубками соединяется со змеевиком. Такой промежуточный отбор жидкости исключает затопление нижних труб змеевика и увеличивает интенсивность теплопередачи. Воздух и неконденсирующиеся газы отводятся из верхнего коллектора конденсатора и верхней части ресивера. Над каждой секцией конденсатора устанавливают желоба 3 треугольного сечения, в которые из распределительного бака 2 для орошения труб конденсатора подается вода, собирающаяся затем в поддоне. Для более равномерного распределения воды к желобу каждой секции прикреплена доска (рис. 88, б), по которой стекает вода. Стекая по змеевикам, вода нагревается и частично испаряется, отдавая часть теплоты воздуху; и вследствие этого охлаждается. Из поддона часть воды сливается в канализацию, а оставшая часть смешивается со свежей водой и вновь насосом подается в желоба. Плотность теплового потока таких конденсаторов составляет 4100...4650 Вт/м<sup>2</sup> при  $\theta_m = 5^\circ\text{C}$ . Преимущества конденсатора — относительно легкая чистка наружных труб от водяного камня и простота изготовления; недостатки — громоздкость, требуется хорошо проветриваемое помещение, невозможно переохладить жидкость, значительная коррозия. В связи с этим оросительные конденсаторы в настоящее время применяют мало.

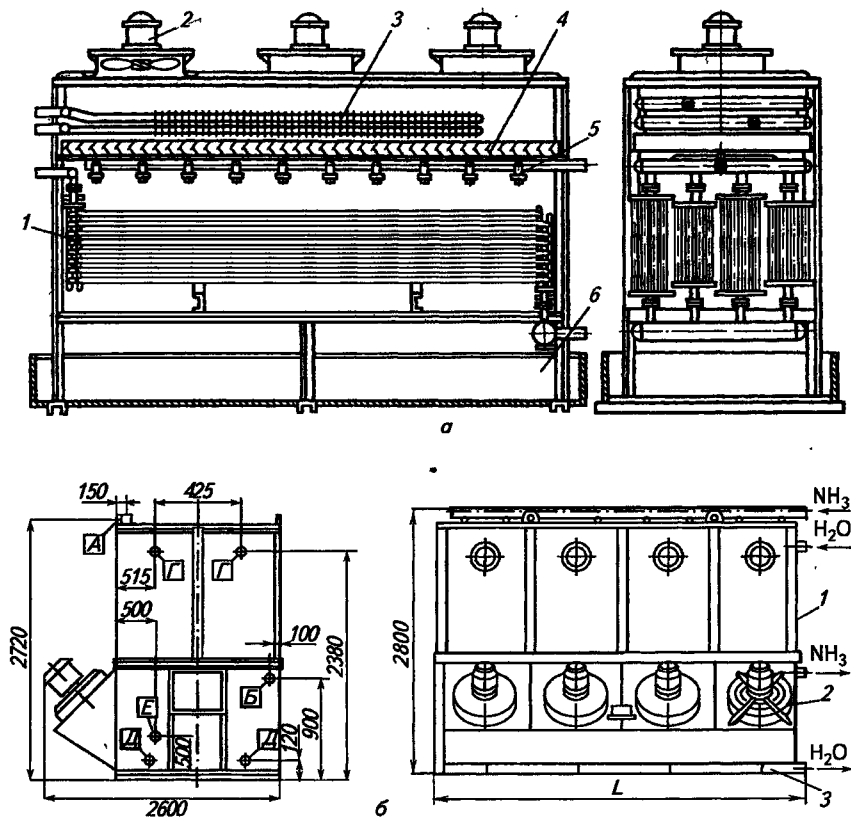
26. Характеристика оросительных конденсаторов

Конденсатор	Площадь поверхности охлаждения, м <sup>2</sup>	Число секций	Объем ресивера, м <sup>3</sup>	Диаметр аммиачных штуцеров, мм			Ширина В, мм	Масса, кг
				$d_1$	$d_2$	$d_3$		
30 МКО	30	2	0,053	50	20	15	1225	1280
45 МКО	45	3	0,110	70	25	20	1775	1850
60 МКО	60	4	0,153	80	32	20	2325	2460
75 МКО	75	5	0,194	80	32	20	2875	3050
90 МКО	90	6	0,225	100	32	20	3425	3795

**Испарительные конденсаторы.** Их применяют в аммиачных и фреоновых средних и крупных холодильных установках — стационарных и транспортных. Они представляют собой систему трубча-



тых змеевиков 1, расположенных в металлическом кожухе 6 (рис. 89), в которые сверху подается пар, охлажденный предварительно в форконденсаторе 3. Образующаяся жидкость снизу отводится в ресивер. Над змеевиками размещены трубы с форсунками 5, через которые разбрызгивается вода, орошающая поверхность труб. Навстречу воде вентилятор 2 засасывает воздух через окна, расположенные в нижней части кожуха. При соприкосновении с воздухом вода испаряется и охлаждается, благодаря чему температура ее остается постоянной, поэтому она без дополнительного охлаждения из нижней части кожуха вновь насосом по-



**Рис. 89. Испарительный конденсатор:**

*а* — схема: 1 — змеевик; 2 — вентилятор; 3 — форконденсатор; 4 — водоотделитель; 5 — форсунка; *б* — кожух; *б* — типа МИК: А — вход пара  $\text{NH}_3$ ; Б — выход жидкого  $\text{NH}_3$ ; Г — вход воды на оросительное устройство; Д — выход воды из поддона; Е — перелив воды; 1 — каркас; 2 — вентиляторный блок; 3 — поддон

дается для орошения змеевиков. Часть воды при этом испаряется, а часть уносится воздухом в атмосферу. Для улавливания капель воды устанавливают водоотделитель 4. Расход циркулирующей воды — 50...100 л/ч на 1 м<sup>2</sup> орошаемой поверхности, а расход свежей воды составляет 3...5 % от циркулирующей.

Расход воздуха сравнительно небольшой, так как большая часть теплоты отводится за счет испарения, и составляет 85...110 м<sup>3</sup>/ч на 1000 Вт. Расход энергии на привод насоса и вентилятора около 0,017...0,025 кВт на 1000 Вт. Такие конденсаторы можно устанавливать в закрытых помещениях и использовать при недостаточных количествах воды. Но у них быстро загрязняется наружная поверхность труб, особенно оребренных, поэтому добавляемая вода должна быть мягкой и чистой. Плотность теплового потока в них составляет 2100...2300 Вт/м<sup>2</sup>.

Испарительные конденсаторы типа МИК разработаны НПФ «Химхолодсервис» и предназначены для промышленных аммиачных холодильных установок. Аппараты komponуют из теплообменных блоков-модулей. Каждый модуль имеет теплообменную секцию из гладких труб диаметром 25 × 2 мм и ребристый фор-конденсатор-элиминатор. Теплообменная секция представляет собой пучок из коротких наклонно расположенных труб. Такая конструкция пучка обеспечивает равномерное поступление пара и исключает подтопление нижних рядов труб жидким аммиаком. Теплообменные секции орошаются водой из форсунок. В конденсаторах используют специальные осевые вентиляторы, расположенные в нижней части конденсатора. В зависимости от скорости вращения вала вентилятора конденсаторы имеют четыре градации по уровню шума:

Конденсаторы	Частота вращения, об/мин
С нормальным уровнем шума (серия Н)	1450
С пониженным уровнем шума (серия П)	960
Малозумные (серия М)	750
Особо малозумные (серия ОМ)	480

Условное обозначение конденсатора, например МИК 1-100-Н, расшифровывается как модернизированный испарительный конденсатор с одним вентилятором и одним модулем площадью поверхности теплообмена 100 м<sup>2</sup> с нормальным уровнем шума.

В табл. 27 приведены технические характеристики испарительных конденсаторов. Для конденсаторов серий П, М, ОМ площадь поверхности теплообмена та же, но вследствие меньшей частоты вращения вала электродвигателя вентилятора уменьшается удельная плотность теплового потока  $q_F$ , а следовательно, и номинальный тепловой поток  $Q_k$ , и расход воздуха  $V_B$  при одинаковых расходах циркулирующей и свежей воды.

## 27. Технические характеристики испарительных конденсаторов МИК

Конденсатор	Номинальный тепловой поток (при $t_c \approx 35^\circ\text{C}$ , $t_{\text{вп.т}} = 18^\circ\text{C}$ ) кВт	Площадь поверхности теплообмена, м <sup>2</sup>	Объемный расход воздуха (общий) м <sup>3</sup> /ч	Объемный расход воды, м <sup>3</sup> /ч		Число вентиляторов	Мощность электродвигателя, кВт		Диаметр (D), мм патрубков				Длина L, мм	Масса, кг
				циркулирующей	свежей		установленная	потребляемая	аммиачных		водяных			
									А	Б	Г	Д		
				вход (газ)	выход (жидкость)		вход на оросительное устройство	выход из поддона						
МИК1-100-Н	273	105,5	18000	28	0,35	1	2,2	2,0	100	50	80	100	1080	1440
МИК2-200-Н	547	211,0	36000	56	0,70	2	4,4	4,0	100	50	100	150	2020	3100
МИК3-300-Н	821	316,5	54000	84	1,05	3	6,6	6,0	150	70	100	150	2940	4500
МИК4-400-Н	1095	422,0	72000	112	1,40	4	8,8	8,0	150	70	100	150	3880	5900
МИК5-500-Н	1368	527,5	90000	140	1,75	5	11,0	10,0	150	80	100	200	4820	7400
МИК6-600-Н	1642	633,0	108000	168	2,10	6	13,2	12,0	150	80	125	200	5760	8800

**Примечание.** Конденсаторы с нормальным уровнем шума ( $n = 1450$  об/мин).

**Конденсаторы с воздушным охлаждением.** Их применяют главным образом в агрегатах, обслуживающих торговое оборудование, в домашних холодильниках и изотермическом транспорте.

В настоящее время ощущается недостаток пресной воды. Из общего количества добываемой воды 70 % потребляется промышленностью, из них 30 % расходуется на охлаждение оборудования. Применение конденсаторов с воздушным охлаждением для средних и крупных холодильных установок позволит уменьшить общий расход дефицитной воды, сократить затраты на сооружение и использование устройств для охлаждения оборотной воды. В связи с этим в последнее время конденсаторы с воздушным охлаждением применяют в крупных и средних холодильных установках. Они разделяются на два типа: с принудительным и естественным движением воздуха.

Конденсатор типа ВКЛ для аммиака (рис. 90, табл. 28) состоит из батарей 3 и узла вентилятора 2, смонтированных на каркасе 1. Батарея представляет собой секцию в виде плотного шахматного пучка стальных вертикальных труб, оребренных алюминиевой лентой и соединенных горизонтальными коллекторами — паровыми и жидкостными. Конденсат из всех батарей поступает в общий жидкостный коллектор, который служит линейным ресивером 7. Конденсатор имеет патрубки: 5 — для присоединения к воздухоотделителю, 6 — к указателю уровня, 4 — к предохранительному клапану.

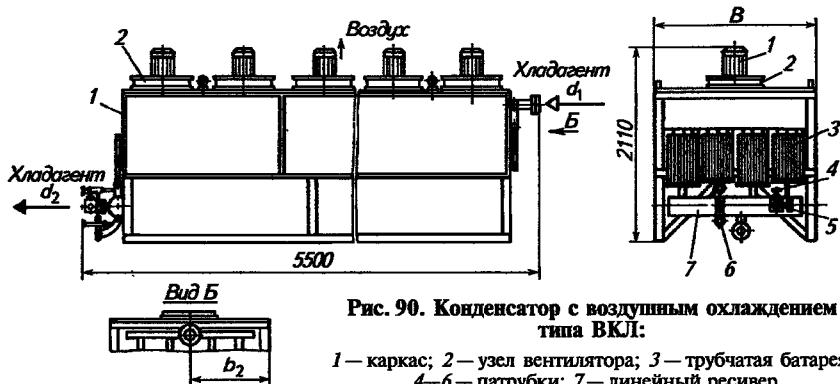


Рис. 90. Конденсатор с воздушным охлаждением типа ВКЛ:

1 — каркас; 2 — узел вентилятора; 3 — трубчатая батарея; 4—6 — патрубки; 7 — линейный ресивер

## 28. Основные технические данные конденсаторов типа ВКЛ для аммиака

Конденсатор	Площадь наружной поверхности теплообмена, м <sup>2</sup>	Число теплообменных батарей	Ширина конденсатора, мм	Диаметр условного прохода, мм		Масса, кг
				$d_1$	$d_2$	
ВКЛ-500	505	3	1272	70	70	2037
ВКЛ-630	700	3	1272	70	70	2341
ВКЛ-800	842	4	1636	70	70	2753

**Примечание.** Условное обозначение: В — воздушный; К — конденсатор; Л — ленточное оребрение; цифры после букв — площадь наружной поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>.

Конденсаторы с принудительным движением воздуха для R12 и R134a (рис. 91, а) состоят из нескольких секций оребренных труб 3, соединенных между собой паровым 4 и жидкостным 2 коллекторами.

Хладагент подводится к конденсатору сверху через штуцер 5, конденсируется за счет охлаждения воздухом, нагнетаемым осевым вентилятором. Конденсат стекает в ресивер 6, откуда отводится через вентиль 7 и штуцер 1.

Конденсаторы изготавливаются из стальных или медных цельнотянутых труб со стальными или алюминиевыми пластинчатыми ребрами.

Конденсаторы с естественным движением воздуха применяют в домашних холодильниках. Проволочно-трубные конденсаторы (рис. 91, б) представляют собой змеевик из стальной трубы диаметром 6 × 0,5 мм, к которой с двух сторон приваривают ребра из проволоки диаметром 1 мм с шагом 6 мм. Щитовой конденсатор представляет собой стальной лист, к которому припаян змеевик из медной трубы диаметром 5 × 1 мм.

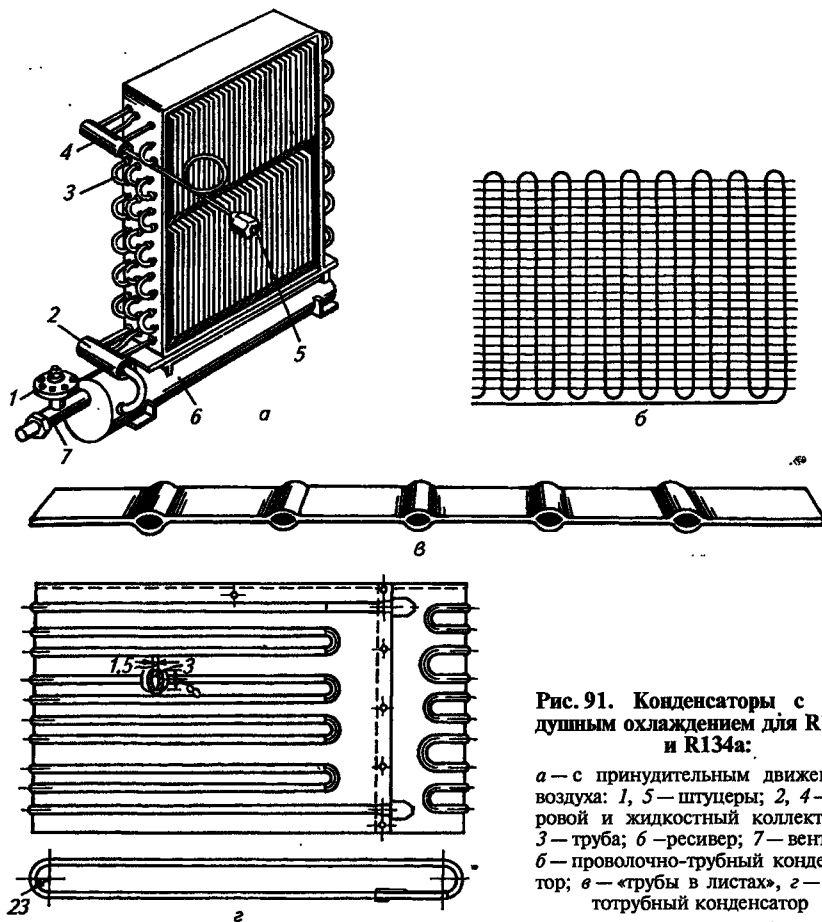


Рис. 91. Конденсаторы с воздушным охлаждением для R12 и R134a:

*a* — с принудительным движением воздуха: 1, 5 — штуцеры; 2, 4 — паровой и жидкостный коллекторы; 3 — труба; 6 — ресивер; 7 — вентиль; *б* — проволочно-трубный конденсатор; *в* — «трубы в листах», *г* — листотрубный конденсатор

Листотрубные конденсаторы — это прокатно-сварные аппараты из алюминиевых листов толщиной 1,5 мм. Предварительно размеченные специальным составом, листы сваривают прокаткой, а затем по месту разметки продувают каналы жидкостью давлением 8...10 МПа. Такие листы с каналами называются «трубы в листах» (рис. 91, *в*). На рис. 91, *г* показан листотрубный конденсатор домашнего холодильника ДХ-3М. Хладагент поступает в конденсатор сверху, а отводится снизу. Из-за отсутствия труб и простоты изготовления такие конденсаторы имеют низкую стоимость. Плотность теплового потока в них составляет 175 Вт/м<sup>2</sup>.

**Расчет конденсаторов.** Расчет конденсаторов заключается в определении площади их теплопередающей поверхности и объемного расхода воды.

## Площадь теплопередающей поверхности ( $m^2$ )

$$F = Q_k / k \theta_m,$$

где  $Q_k$  — тепловой поток в конденсаторе, Вт; определяют его по формулам — см. подразделы 5.12 и 5.13;  $k$  — коэффициент теплопередачи, Вт/( $m^2 \cdot K$ ): вычисляют его по формуле (6.1) или принимают по табл. 29;  $\theta_m$  — средний логарифмический температурный напор между хладагентом и теплоносителем, K; находят его по формуле (6.2).

### 29. Коэффициенты теплопередачи конденсаторов

Конденсатор	$k$ , Вт/( $m^2 \cdot K$ )	$q_p$ , Вт/ $m^2$
Горизонтальные кожухотрубные:		
аммиачные	700...1050	4650...5250
фреоновые*	350...530	2300...3500
Вертикальные кожухотрубные	700...930	4100...4650
Оросительные	700...930	4100...4650
Испарительные**	470...580	2100...2300
С воздушным охлаждением:		
с принудительным движением воздуха**	25...50	290...460
для бытовых холодильников	9...12	90...120

\* Коэффициент теплопередачи отнесен к оребренной поверхности конденсатора.

\*\* Коэффициент теплопередачи отнесен к наружной поверхности ребер.

Зная площадь теплопередающей поверхности, можно по табл. 21—28 подобрать конденсатор.

*Расход воды* для проточных конденсаторов определяют из условия, что вся теплота от хладагента отводится водой и, следовательно, тепловой поток в конденсаторе:

$$Q_k = m_w c_w (t_{w2} - t_{w1}).$$

Откуда

$$m_w = Q_k / [(t_{w2} - t_{w1}) c_w],$$

где  $m_w$  — массовый расход воды, кг/с;  $c_w$  — теплоемкость воды;  $c_w = 4,1868$  кДж/(кг · K);  $t_{w1}$  — температура воды, поступающей на конденсатор;  $t_{w2}$  — температура воды, выходящей из конденсатора, °C.

Нагрев воды в конденсаторе  $t_{w2} - t_{w1} = (4...5)$  °C. Объемный расход охлаждающей воды ( $m^3/c$ ):

$$V_w = m_w / \rho_w = Q_k / [c_w \rho_w (t_{w2} - t_{w1})],$$

где  $\rho_w = 1000$  кг/ $m^3$  — плотность воды.

Объемный расход воды для оросительных конденсаторов, по заводским данным, равен  $10...12 \text{ м}^3/\text{ч}$  на каждую секцию, при этом расход свежей воды составляет около 30 % от расхода циркулирующей воды.

По объемному расходу воды подбирают водяные насосы (см. табл. 54).

## 6.2. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ

Стоимость охлаждающей воды — одна из основных статей затрат при эксплуатации холодильной установки. Сократить расход воды позволяет повторное использование ее после охлаждения. На холодильных установках применяют следующие типы охлаждающих устройств для воды: брызгальные бассейны; открытые градирни — брызгальные и капельные; вентиляторные градирни — брызгальные пленочные и капельные.

**Брызгальные бассейны.** Такие бассейны (рис. 92) представляют собой искусственные пруды, над поверхностью которых разбрызгивается вода с помощью форсунок, что увеличивает интенсивность охлаждения. Поддон 3 пруда выполняют из дерева или бетона высотой  $0,5...1,0 \text{ м}$  в виде вытянутого прямоугольника, над которым располагаются распределительные трубки 5 с форсунками 4. Теплая вода подается в коллектор 1, из которого она поступает в распределительные трубки 5, уложенные с уклоном 1 % в сторону движения воды. Свободный конец труб имеет заглушку с небольшим отверстием. Такое расположение труб обеспечивает постоянную промывку труб и сток воды.

Размещают брызгальные бассейны на открытом месте на уровне земли, над конденсаторами или на крыше машинного отделения. В этом случае их окружают жалюзийными решетками 2 высо-

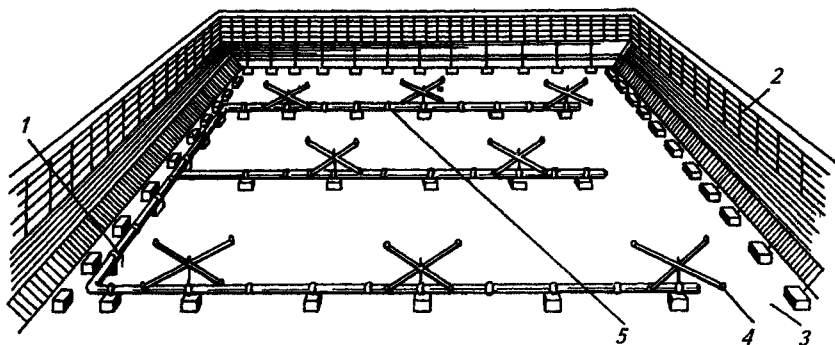


Рис. 92. Брызгальный бассейн:

1 — коллектор; 2 — жалюзийная решетка; 3 — поддон, 4 — форсунка; 5 — распределительная трубка

той 3,0...3,5 м для уменьшения уноса воды ветром. Часто они комбинируются с оросительными конденсаторами и располагаются над ними. Такие бассейны применяют в холодильных установках любой производительности, но чаще — с объемным расходом циркулирующей воды выше 100 м<sup>3</sup>/ч.

**Открытые градирни.** Для небольших и средних установок применяют открытые брызгальные градирни. Градирня представляет собой небольшой бассейн, огражденный жалюзийными решетками. Форсунки размещаются в верхней части градирни на высоте 2...4 м. Интенсивность брызгальных градирен выше, чем брызгальных бассейнов, так как вода благодаря большой высоте форсунок дольше находится в контакте с воздухом. Производительность этих градирен по охлажденной воде 0,3...100 кг/с.

Для крупных установок с большим количеством циркулирующей воды целесообразно применять открытую капельную градирню — башню высотой 8...12 м, окруженную жалюзийной решеткой. Весь объем башни заполнен оросительным устройством — решеткой из деревянных брусков, расположенных в 8...12 ярусов на расстоянии 0,6...0,9 м один от другого. Над ним размещается водораспределительное устройство, из которого вода струйками стекает на бруски решеток и разбрызгивается на капли, многократно меняя скорость и направление движения, благодаря чему находится длительное время в контакте с воздухом и интенсивно охлаждается. Производительность открытых капельных градирен по охлажденной воде 1...400 кг/с.

**Вентиляторные градирни.** Применяют их в холодильных установках любой производительности. Они значительно компактнее безвентиляторных, и их работа не зависит от ветра, так как процесс испарения воды в них интенсифицируется вентилятором. Корпус и поддон в таких градирнях делают из листовой стали, а иногда из пластмассы, что сокращает массу градирен и облегчает строительные конструкции зданий, на крыше которых их устанавливают. Вентиляторы могут быть отсасывающие (их устанавливают сверху) и нагнетательные (их устанавливают снизу). Один из распространенных типов вентиляторных градирен — пленочный, в котором вода разбрызгивается форсунками, орошает насадки из вертикальных или наклонных деревянных или асбоцементных щитов и стекает по ним пленкой. Между щитами движется воздух, нагнетаемый

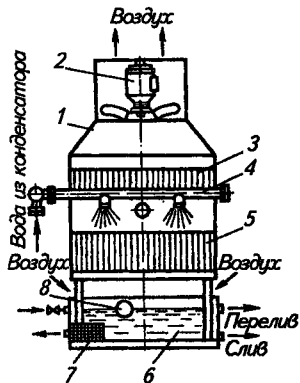


Рис. 93. Вентиляторная градирня ГПВ:

1 — корпус; 2 — вентилятор; 3 — каплеотделитель; 4 — водораспределитель; 5 — насадка; 6 — водосборный бак; 7 — фильтр; 8 — поплавковое устройство

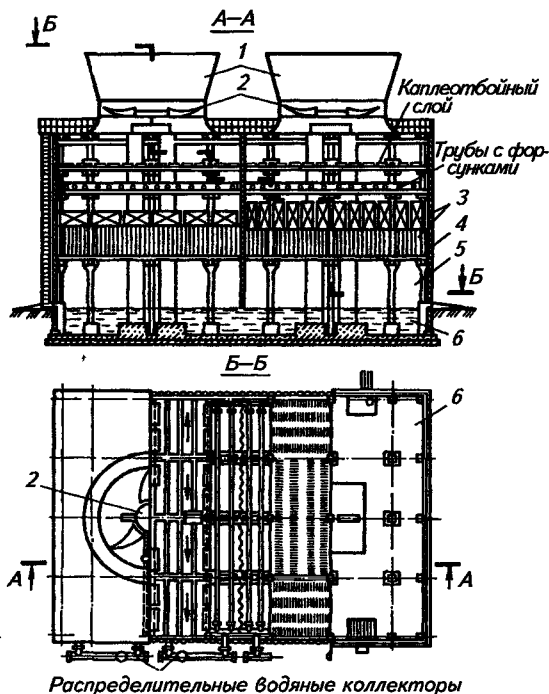


вентилятором. Недостаток вентиляторных градирен — повышение эксплуатационных расходов, связанное с расходом электроэнергии на работу вентиляторов и с их обслуживанием. Пленочные вентиляторные градири ГПВ предназначены для холодильных установок холодопроизводительностью до 1000 кВт (рис. 93, табл. 30). Градирина состоит из корпуса 1, орошаемой насадки 5, форсуночно-водораспределителя 4, каплеотделителя 3 и водосборного бака 6.

30. Основные технические данные пленочных вентиляторных градирен типа ГПВ

Показатели	ГПВ-10М2	ГПВ-20М	ГПВ-40М	ГПВ-80М	ГПВ-160М	ГПВ-320М
Тепловой поток при $\theta = 5^\circ\text{C}$ , кВт	11,63	23,26	48,52	93,04	186,1	372,16
Площадь поверхности, $\text{м}^2$	25	51	112	206	463	772
Площадь поперечного сечения градири, $\text{м}^2$	0,22	0,44	0,96	1,88	3,92	6,50
Массовый расход охлаждаемой воды, кг/с	0,555	1,11	2,22	4,44	8,88	17,76
Объемный расход воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$	0,546	1,14	2,50	4,52	10,20	16,90
Условная плотность теплового потока, кВт/м <sup>2</sup>	55,4	52,9	48,5	53,5	47,5	57,3
Плотность орошения, кг/(м <sup>2</sup> ·с)	2,65	2,52	2,32	2,55	2,26	2,73
Мощность, потребляемая электродвигателем вентилятора, кВт	0,38	0,76	1,2	1,85	3,7	6,4
Размеры градири, мм (основание в плане)	484×780	848×848	1178×1178	1580×1580	2212×2244	2212×3540
Общая высота, мм	1258	1600	1780	2200	2520	2485
Масса, кг	100	232	328	689	1264	2006

Корпус сварной, из стального листа толщиной 1,0 мм. Для орошаемой насадки и каплеотделителя применены пластины мипластовых сепараторов из полихлорвинилового смолы, набранных в кассетах из коррозионно-стойкой стали. Полихлорвинил, благодаря шероховатости и пористости, обладает хорошей смачиваемостью, стоек к воздействию воды и кислот. Водосборный бак сварной, толщиной 2 мм. В нем имеются поглавковое устройство 8, управляющее подачей воды, фильтр 7 и патрубки для отвода охлажденной воды, а также для слива при промывке и перелива в случае переполнения. В верхней части градири установлен осевой вентилятор 2, который просасывает воздух через орошаемую



**Рис. 94. Вентиляторная секционная градирня:**

1 — диффузоры; 2 — вентиляторы; 3 — орошаемые насадки; 4 — обшивка; 5 — каркас; 6 — водосборный резервуар

насадку со скоростью 4,07... 4,2 м/с. Градирня может быть установлена вне помещения (на земле, на крыше здания), а также в помещении, так как уровень громкости шума не превышает допустимый (менее 70 дБ).

Для крупных и средних холодильных установок выпускают вентиляторные секционные градирни (рис. 94, табл. 31).

Градирни выполняют с отсасывающими и нагнетательными вентиляторными. Каркасы 5 изготовляют из дерева или стальных профилей. Обшивка 4 может быть из дерева, асбоцементных плит, стеклопластика, орошаемая насадка 3 — из дерева или пластмассовой перфорированной пленки. Для циркуляции воздуха используют осевые вентиляторы 2, которые устанавливают на отдельных бетонных фундаментах и соединяют с градирнями диффузорами 1 или над градирней.

Под градирней расположен заглубленный в землю водосборный железобетонный резервуар 6, снабженный защитной решеткой, трубами для отвода охлажденной воды, для перелива избытка

воды в канализацию, для выпуска воды при освобождении резервуара и поплавковым устройством, регулирующим подачу свежей воды.

31. Основные технические данные секционных вентиляторных градирен

Градирня	Тепловой поток при $\theta = 5^\circ\text{C}$ , кВт	Число секций, шт.	Площадь поверхности орошаемой насадки, м <sup>2</sup>	Массовый расход охлаждаемой воды, кг/с	Условная плотность теплового потока, кВт/м <sup>2</sup>	Плотность орошения, кг/(м <sup>2</sup> ·с)	Мощность, потребляемая электродвигателем вентилятора, кВт	Размеры градирни, м	
								в плане	общая высота от уровня земли
С нижним расположением вентилятора (наземная капельная или пленочная)	928	2	16	44,4	58	2,78	6,0	4×4	10
	1392	3	24	66,6	58	2,78	9,0	6×4	10
	650	2	16	31,2	40,6	1,95	4,5	4×4	6,9
Установленная на крыше капельная или пленочная	975	3	24	46,7	40,6	1,95	6,75	4×6	6,9
	1624	5	40	78,0	40,6	1,95	11,25	4×10	6,9
С верхним расположением вентилятора (брызгальная наземная)	1300	2	32	62,2	40,6	1,94	20	4×8	10,56
	1950	3	48	93,3	40,6	1,94	30	4×12	10,56
	2600	4	64	124,4	40,6	1,94	40	4×16	10,56
	3250	5	80	155,6	40,6	1,94	50	4×20	10,56
	3900	6	96	186,7	40,6	1,94	60	4×24	10,56

**Расчет охлаждающих устройств.** Независимо от конструкции охлаждающего устройства воду можно охладить испарением ее в воздух до температуры влажного термометра  $t_{\text{вл.т}}$ . Но так как количество воздуха ограничено, то всегда будет оставаться разность температур 5...6 °С. Таким образом, температура воды на выходе из градирни и на входе в конденсатор  $t_{\text{в1}} = t_{\text{вл.т}} + 5...6$ .

Тепловой расчет охлаждающих устройств можно провести приближенно на основании опытных данных. Производительность устройства характеризуется тепловым потоком  $Q$ , гидравлическим потоком  $m_w$ . Тепловой поток  $Q$  представляет собой количество теплоты, отданной водой воздуху в единицу времени, т. е. оно равно тепловому потоку конденсаторов  $Q_k$ . Гидравлический поток равен расходу циркулирующей воды. Интенсивность рабо-

ты устройств характеризуется условной плотностью теплового потока ( $\text{Вт}/\text{м}^2$ )

$$q_F = Q_K / F_0, \quad (6.3)$$

где  $F_0$  — площадь сечения охлаждающего устройства,

и плотностью гидравлического потока, или плотностью орошения

$$H_w = m_w / F_0, \quad (6.4)$$

где  $H_w$  — плотность орошения,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ .

Разность температур, на которую вода охлаждается, называют подохлаждением воды и принимают равной  $\theta = t_{w1} - t_{w2} = 4 \dots 5^\circ \text{C}$ .

Из формул (6.3) и (6.4) можно определить площадь бассейна или поперечного сечения градирни:

$$F_0 = Q_K / q_F = m_w / H_w.$$

Для брызгальных бассейнов определяют число форсунок. Крупные бассейны оборудуют форсунками с диаметром трубы 50 мм и с выходным отверстием 28...32 мм, а небольшие бассейны — форсунками с диаметром трубы 40 мм и выходным отверстием 20...22 мм. Первые при напоре 50 кПа имеют производительность около 2,2...3,3 кг/с, вторые — 1,4...1,7 кг/с.

Зная производительность одной форсунки  $w$ , можно определить число форсунок

$$n = m_w / w_1.$$

Расстояние между осями форсунок принимают равным 2 м, между форсунками и ограждениями — 3,5...4 м, между коллекторами — 6...8 м. Численные значения  $q_F$  и  $H_w$  для охлаждающих устройств различного типа приведены в табл. 32.

32. Удельные параметры охлаждающих устройств

Тип устройства	Условная плотность теплового потока $q_F$ , кВт/м <sup>2</sup>	Плотность орошения $H_w$ , кг/(м <sup>2</sup> /с)
Брызгальный бассейн	1,0...4,0	0,08...0,2
Градирня:		
открытая брызгальная	5,0...15	0,5...1,0
открытая капельная	7,0...25	0,5...1,0
Вентиляторная пленочная типа ГПВ	47...57	2,2...2,7
Секционная	40...70	1,94...3,3

### 6.3. ИСПАРИТЕЛИ И ПРИБОРЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

Испаритель — это теплообменный аппарат, в котором холодильный агент кипит за счет теплоты, отнимаемой от хладоносителя.

**Теплопередача при кипении.** Различают два вида кипения — пузырьчатое и пленочное. При пузырьчатом кипении в отдельных местах поверхности теплопередачи (центрах парообразования) возникают пузырьки пара, которые некоторое время остаются на поверхности, увеличиваются в объеме, а затем отрываются и уходят в толщу жидкости, что вызывает непрерывное ее перемещение и интенсифицирует теплообмен между жидкостью и поверхностью труб и между частицами жидкости.

При пленочном кипении пузырьки пара сливаются между собой и на поверхности теплопередачи получается сплошная пленка пара. Вследствие малой теплопроводности парового слоя интенсивность теплоотдачи при пленочном кипении во много раз меньше, чем при пузырьчатом. В испарителях холодильной машины при небольших температурных напорах происходит пузырьчатое кипение.

На интенсивность теплопередачи при кипении влияют следующие факторы.

1. Плотность теплового потока  $q_F$ , зависящая от температурного напора между теплопередающей поверхностью и кипящей жидкостью  $\theta_m$ , физических свойств жидкости.

2. Смачиваемость теплопередающей поверхности жидкостью. Если кипящая жидкость хорошо смачивает поверхность, то пузырьки образуются небольшие, легко отделяются от поверхности, улучшая теплопередачу; масло, растворенное в хладагенте, ухудшает смачиваемость, а следовательно, теплоотдачу.

3. Конструкция испарителя. При парообразовании внутри вертикальных труб всплывающие пузырьки пара усиливают теплообмен и способствуют подъему парожидкостной смеси; скорость подъема тем больше, чем меньше диаметр труб.

4. Скорость движения хладоносителя.

5. Загрязнение на обеих сторонах стенок труб смазкой, ржавчиной, инаем снижает коэффициент теплопередачи.

Интенсивность теплопередачи испарителя характеризуется *плотностью теплового потока* ( $Вт/м^2$ )

$$q_F = k \theta_m,$$

где  $k$  — коэффициент теплопередачи,  $Вт/(м^2 \cdot К)$ ;  $\theta_m$  — среднелогарифмический температурный напор между циркулирующим хладоносителем и кипящим хладагентом, °С.

**Классификация испарителей.** По характеру охлаждаемой среды испарители делятся на две группы: 1) испарители для охлаждения

жидких хладоносителей, или собственно испарители; 2) испарители для охлаждения воздуха, называемые приборами охлаждения.

**Испарители.** В зависимости от условий циркуляции хладоносителя различают испарители двух типов: 1) с открытой системой циркуляции (открытый тип) — испарители вертикально-трубные и панельные; 2) с закрытой системой циркуляции (закрытый тип) — испарители кожухотрубные и кожухозмеевиковые.

**Панельные испарители** (рис. 95, табл. 33). Их применяют в аммиачных машинах и изготавливают с площадью поверхности охлаждения  $20...320 \text{ м}^2$  (табл. 33). Они представляют собой металлический сварной или железобетонный прямоугольный бак 8 с хладоносителем, в котором помещаются испарительные секции 5 панельного типа. Каждая секция площадью поверхности охлаждения 5 или  $10 \text{ м}^2$  состоит из двух горизонтальных коллекторов и двух вертикальных стояков, образующих прямоугольную раму с вваренными в нее штампованными сварными панелями (рис. 95, б), собранными в секции. Все секции объединяются коллекторами для подачи жидкого аммиака 3, отсасывания паров 2 и отвода масла 7. Жидкий аммиак поступает через распределительный коллектор в каждую секцию сверху, где кипит за счет теплоты, отнимаемой от хладоносителя. Образующийся при этом пар отсасывается через сборный коллектор и отделитель жидкости 1. Для спуска масла испаритель снабжен маслосборником 6. Для интенсивной циркуляции хладоносителя в баке установлены пропеллерные мешалки 4 и направляющие перегородки 9. Уровень хладоносителя в баке поддерживается выше уровня испарительных секций, а при переполнении бака часть хладоносителя сливается по переливной трубе. Сливная труба в дне бака освобождает бак от хладоносителя. Охлажденный хладоноситель подается к потребителю из бака через боковое отверстие, расположенное в торцевой стенке, а отепленный хладоноситель возвращается в отсек между мешалкой и торцом секции. Испарители снабжены предохранительным клапаном, мановакуумметром и регулятором уровня жидкого аммиака.

Плотность теплового потока составляет  $2900...3500 \text{ Вт/м}^2$  при  $\theta_m = 5...6^\circ \text{C}$  и скорости движения рассола  $0,3...0,4 \text{ м/с}$ . Такие испарители удобны для осмотра, ремонта и очистки бака; на их изготовление затрачивается небольшое количество дорогостоящих стальных труб. Но они имеют ряд недостатков: сильная коррозия труб и бака вследствие большой насыщенности рассола кислородом воздуха, большой расход электроэнергии на привод насоса и мешалки.

В настоящее время изготавливают панельные аккумуляторы холода, предназначенные для аккумулялирования холода в виде льда, намороженного на теплопередающей поверхности, и использования его для охлаждения воды. Конструкция аккумуляторов холода аналогична конструкции панельных испарителей. Их характеристики даны в табл. 34. Аккумулятор холода с трубчатым испарителем пленочного типа показан на рис. 96.

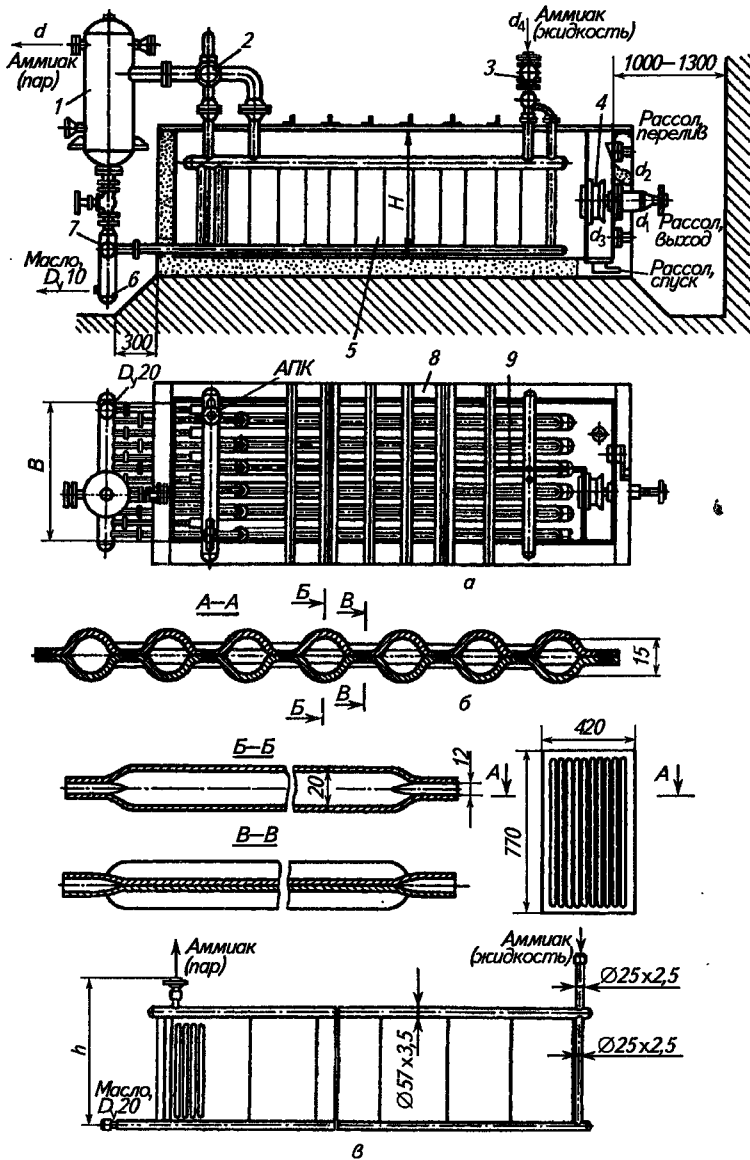


Рис. 95. Панельный испаритель:

*a* — схема; *б* — сварные панели; *в* — испарительная секция: 1 — отделитель жидкости; 2, 3, 7 — коллектор соответственно для отсасывания паров, отдачи жидкого аммиака, отвода масла; 4 — мешалка; 5 — испарительная секция; 6 — маслосборник; 8 — бак; 9 — направляющая перегородка

### 33. Основные технические данные панельных испарителей

Типоразмер	Площадь поверхности охлаждения, м <sup>2</sup>	Число секций	Размеры бака, мм			Диаметр штуцеров, мм					Вместимость по аммиаку, м <sup>3</sup>	Мощность мешалки, кВт	Масса, кг
			L	B	H	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	d <sub>4</sub>	d			
40ИП	40	8x5	3470	735	1050	100	100	50	20	70	0,223	1	1540
60ИП	60	12x5	3670	1060	1050	100	100	50	20	100	0,332	1	2185
90ИП	90	18x5	3670	1545	1050	150	100	50	20	100	0,497	1,7	3040
120ИП	120	12x10	6100	1115	1050	200	200	125	40	150	0,501	1	3970
180ИП	180	18x10	6100	1625	1200	250	200	125	40	150	0,744	1,7	5530
240ИП	240	24x10	6100	2135	1200	250	200	125	40	200	1,008	1,7	7120
320ИП	320	32x10	6100	2815	1200	300	200	125	40	200	1,34	1	9440

### 34. Технические характеристики панельных аккумуляторов

Типоразмер	Площадь поверхности теплообмена одного яруса, м <sup>2</sup>	Аккумулярующая способность за цикл намерзания, кВт/ч	Мощность мешалки, кВт	Размеры бака, мм			Диаметр штуцеров, мм					Масса, кг
				L	B	H	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub> *	d <sub>4</sub> *	d	
АКХ-30	30	76	1,1	3268	908	1258	100	20	50	25	65	1440
АКХ-45	45	116	1,1	3438	1328	1258	150	20	100	40	65	2040
АКХ-120	120	302	2,2	5958	1748	1258	250	20	100	40	150	4500
АКХ-160	160	407	2,2	5958	2308	1258	300	20	150	80	150	5560
2АКХ-30	60	152	2,2	3268	908	1258	100	20	50	25	100	2940
2АКХ-45	90	232	2,2	3438	1328	1258	150	20	100	40	100	4180
2АКХ-120	240	604	4,4	5958	1748	1258	250	20	100	40	200	9860
2АКХ-160	320	814	4,4	5958	2308	1258	300	20	150	125	200	11960

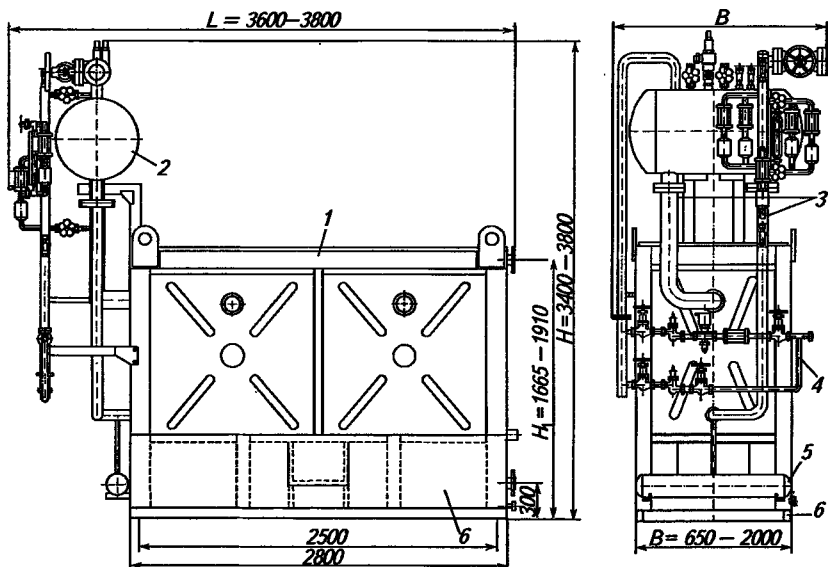
\* В числителе значения  $d_3$  и  $d_4$  для верхнего яруса, а в знаменателе — для нижнего.

Примечание. Условные обозначения: цифры перед буквами — одноили двухъярусное исполнение; АКХ — аккумулятор холода; цифры после букв — площадь поверхности теплообмена одного яруса аппарата, м<sup>2</sup>.

Кожухотрубные и кожухозмеевиковые испарители. Применяют в аммиачных и фреоновых холодильных установках холодопроизводительностью от 12 000 Вт и выше.

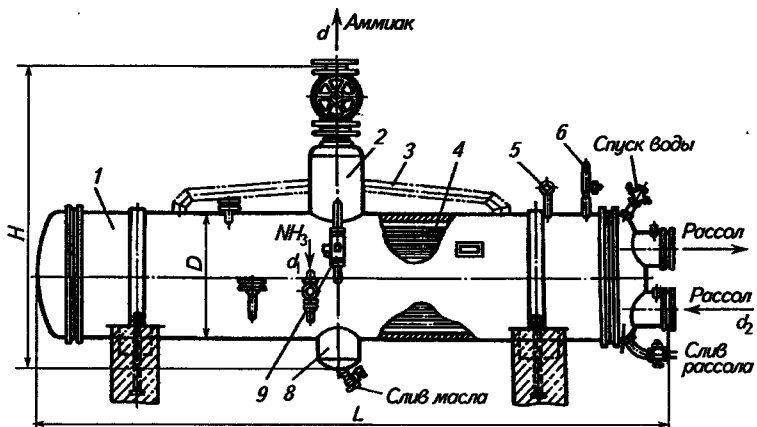
Аммиачный испаритель (рис. 97, табл. 35) представляет собой горизонтальный цилиндрический кожух  $I$  с приваренными на





**Рис. 96. Аккумулятор холода с трубчатым испарителем пленочного типа:**

1 — испарительные батареи; 2 — отделитель жидкости — питатель; 3 — стойки для подачи жидкого хладагента в нижний коллектор батарей; 4 — блок подачи хладагента в питатель; 5 — нижний коллектор; 6 — бак для хладоносителя



**Рис. 97. Кожухотрубный горизонтальный аммиачный испаритель:**

1 — кожух; 2 — сухопарник; 3 — боковая труба; 4 — стальные трубы; 5 — мановакуумметр; 6 — предохранительный клапан; 7 — крышка; 8 — маслосборник; 9 — реле уровня

### 35. Основные технические данные аммиачных горизонтальных кожухотрубных испарителей

Испаритель	Площадь наружной поверхности теплообмена, м <sup>2</sup>	Размеры, мм			Число труб	Число ходов	Вместимость пространства, м <sup>3</sup>		Условный проход патрубков, мм			Масса, кг
		диаметр	длина	высота			межтрубного	трубного	<i>d</i>	<i>d</i> <sub>1</sub>	<i>d</i> <sub>2</sub>	
ИТГ-40	40	500	4510	1285	138	8	0,5	0,18	80	25	80	1435
ИТГ-50	50	600	3560	1470	210	8	0,52	0,25	80	25	100	1585
ИТГ-63	63	600	4560	1470	210	8	0,7	0,32	80	25	100	1970
ИТГ-80	80	600	5560	1740	210	8	0,885	0,4	80	25	125	2400
ИТГ-125	125	800	4650	1800	390	8	1,14	0,61	125	25	150	3530
ИТГ-160	160	800	5650	1800	390	8	1,58	0,72	125	25	150	4230
ИТГ-200	200	1000	4780	2060	626	8	2,1	0,76	150	25	200	5530
ИТГ-250	250	1000	5780	2060	626	8	2,64	0,95	150	40	200	6600
ИТГ-315	315	1200	5890	2520	870	4	3,8	2,0	200	40	250	9380
ИТГ-400	400	1200	6890	2520	870	4	4,3	2,3	200	40	250	15550

Примечание. Условное обозначение: И — испаритель, Т — трубчатый, Г — горизонтальный, цифры после букв — площадь наружной поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>.

концах трубными решетками. В отверстиях их развальцованы стальные трубы 4 диаметром 25×2,5 мм, по которым протекает рассол, делая 4—8 ходов, что достигается устройством перегородок в крышках. Рассол поступает через нижний патрубок. Жидкий аммиак поступает в межтрубное пространство через штуцер, приваренный в нижней части кожуха, образующийся пар отсасывается сверху через сухопарник 2, причем у испарителей с площадью поверхности 315; 400 м<sup>2</sup> он с двух сторон соединен боковыми трубами 3 с корпусом. Снизу к кожуху приварен маслосборник 8, откуда периодически выпускаются масло и загрязнения. Испарители снабжены мановакуумметром 5, предохранительным клапаном 6 и полупроводниковым реле уровня 9. В таких испарителях может быть применена закрытая система циркуляции хладоносителя, что уменьшает расход соли на пополнение концентрации рассола, ослабляет коррозию труб и сокращает расход энергии на насосы вследствие уменьшения их напора. Недостаток этих испарителей — опасность повреждения труб вследствие замерзания в них рассола при случайной остановке рассольного насоса или при недостаточной концентрации рассола.

Уровень жидкого аммиака в испарителе обычно поддерживается на высоте 0,8 диаметра кожуха. Плотность теплового потока составляет 2320...2620 Вт/м<sup>2</sup> при  $\theta_m = 5^\circ\text{C}$  и скорости движения рассола 0,75...1 м/с.

Во фреоновых холодильных машинах применяют кожухотрубные (рис. 98, табл. 36) и кожухозмеевиковые испарители.

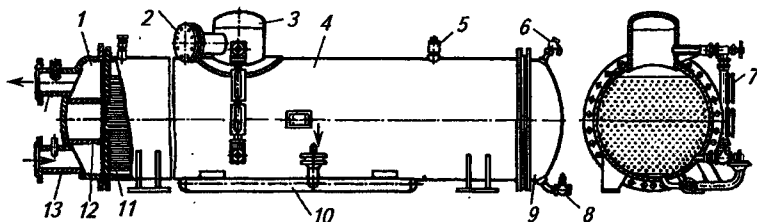


Рис. 98. Кожухотрубный фреоновый испаритель:

1, 9 — крышки; 2 — штуцер для выхода пара; 3 — сухопарник; 4 — кожух; 5 — предохранительный клапан; 6 — спуск воздуха; 7 — указатель уровня; 8 — слив хладоносителя; 10 — жидкостный коллектор; 11 — трубы; 12 — перегородка; 13, 14 — патрубки для входа и выхода хладоносителя

### 36. Основные технические данные фреоновых горизонтальных кожухотрубных испарителей

Испаритель	Хладагент	Площадь наружной поверхности, м <sup>2</sup>	Размеры кожуха, мм		Число труб	Число ходов	Диаметр штуцеров, мм			Масса, кг
			D	L			жидкостного	всасывающего	хладоносителя	
ИТР-12	R12, R134a	12	325	1415	70	6	25	50	50	300
ИТР-18	R12, R134a	18	325	1665	84	6	32	50	50	360
ИТР-25	R12, R134a	25	400	1665	118	6	32	50	70	425
ИТР-35	R12, R134a	35	500	2500	145	4	40	70	80	575
ИТР-105	R12, R134a	105	600	3700	241	4	50	100	125	1650
ИТР-210	R12, R134a	210	800	3700	491	4	50	125	150	3000
ИТР-400	R12, R134a	400	1200	3870	920	4	70	125	200	6068
ИТР-65	R22, R134a	65	500	2435	210	4	32	100	80	1035
ИТР-35Н*	R22, R134a	35	500	3000	123	4	25	125	80	900

\* Н — низкотемпературный при  $t_0$  до  $-80^\circ\text{C}$ .

В кожухозмеевиковых испарителях трубы закреплены в одной решетке. Хладагент кипит в трубах, а хладоноситель протекает в межтрубном пространстве, что исключает возможность разрыва труб при замерзании хладоносителя.

Оребряя наружную поверхность труб или орошая их жидким фреоном, улучшают теплообмен в кожухотрубных испарителях со стороны кипящего хладагента. Трубы медные с накатными ребрами, такие же, как в конденсаторах. Орошение труб осуществляется в больших испарителях специальным насосом, а в небольших — горизонтальной трубкой с отверстиями, расположенной в верхней части межтрубного пространства вдоль оси испарителя. Кожух стальной. Коэффициент теплопередачи фреоновых испарителей  $k = 230...350 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

**Расчет испарителей.** При расчете испарителей определяют их площадь теплопередающей поверхности  $F$  и объемный расход рассола  $V_p$ .

*Площадь теплопередающей поверхности (м<sup>2</sup>)*

$$F = Q_0 / k \theta_m,$$

где  $Q_0$  — холодопроизводительность холодильной машины, Вт;  $k$  — коэффициент теплопередачи испарителя,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  принимается по табл. 37;  $\theta_m$  — средний температурный напор между рассолом и кипящим холодильным агентом, °С; обычно принимают равным 5 °С для аммиака и 6...8 °С для фреонов.

### 37. Коэффициенты теплопередачи испарителей

Испарители	$k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$q_p, \text{Вт}/\text{м}^2$
Панельные	580—700	2900—3500
Кожухотрубные аммиачные*	465—525	2320—2620
Фреоновые*	230—350	1150—1750

\* Относится к наружной поверхности.

В кожухотрубных и кожухозмеевиковых испарителях  $\theta_m$  (°С) определяют по формуле среднего логарифмического температурного напора:

$$\theta_m = \frac{t_{p1} - t_{p2}}{2,31 \lg \frac{t_{p1} - t_0}{t_{p2} - t_0}};$$

в панельных и вообще во всех испарителях с мешалкой

$$\theta_m = t_{p2} - t_0,$$

где  $t_{p1}$  — температура рассола, входящего в испаритель, °С;  $t_{p2}$  — температура рассола, выходящего из испарителя;  $t_0$  — температура кипения хладагента, °С.

*Расход циркулирующего рассола* определяют из условия:

$$Q_0 = m_p c_p (t_{p1} - t_{p2}),$$

где  $c_p$  — теплоемкость рассола при рабочей температуре рассола,  $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ;  $m_p$  — массовый расход рассола,  $\text{кг}/\text{с}$ ;

$$t_{p1} - t_{p2} = 2...4 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$m_p = Q_0/c_p(t_{p1} - t_{p2}),$$

а объемный расход циркулирующего рассола ( $\text{м}^3/\text{с}$ )

$$V_p = m_p/\rho_p,$$

где  $\rho_p$  — плотность рассола,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $c_p$  и  $\rho_p$  — определяют по приложениям 6—9 в зависимости от концентрации и рабочей температуры рассола.

По площади теплопередающей поверхности  $F$  подбирают испаритель (табл. 33, 35, 36), а по объемному расходу рассола — рассольный насос (табл. 54).

**Приборы охлаждения.** Испарителями для охлаждения воздуха служат батареи непосредственного охлаждения и воздухоохладители. В первом и втором случаях воздух охлаждается в результате непосредственного контакта его с холодной поверхностью труб, внутри которых кипит хладагент; но при батарейном охлаждении циркуляция воздуха в охлаждаемом помещении естественная, а при охлаждении с помощью воздухоохладителей — принудительная.

Батареи. Аммиачные батареи непосредственного охлаждения и рассольные изготовляют из горячекатаных бесшовных стальных труб, преимущественно оребренных витыми штампованными ребрами.

В табл. 38 приведена характеристика труб с поперечно-спиральным оребрением для изготовления приборов охлаждения камер.

**38. Основные технические данные труб для изготовления приборов охлаждения**

Размеры, мм			Площадь поверхности теплопередачи 1 м оребренной трубы $f$ , $\text{м}^2$	Масса 1 м трубы, кг		Объем 1 м труб $v$ , $\text{м}^3$
труб (ГОСТ-8732)	ленты 1-НП-М-710	шаг оребрения, мм		гладкой	оребреной	
<i>Аммиачные батареи</i>						
57×3,5	1×45	35,7	1,01	4,62	9,22	0,00196
38×2,5		30,0	0,93	2,19	6,99	0,00086
38×2,5		20,0	1,33	2,19	9,39	0,00086
<i>Рассольные батареи</i>						
57×3,5	1×45	35,7	1,01	4,62	9,22	0,00196
38×3		30,0	0,93	2,59	7,39	0,00086
38×3		20,0	1,33	2,59	9,79	0,00086
<i>Аммиачные воздухоохладители</i>						
38×2,5	0,8×30	20,0	0,76	2,19	5,08	0,00086
38×2,5	0,8×30	13,3	1,08	2,19	6,53	0,00086
25×2,5	0,6×20	16,0	0,44	1,39	2,59	0,000314
25×2,5	0,6×20	10,0	0,65	1,39	3,29	0,000314
<i>Рассольные воздухоохладители</i>						
38×3	0,8×30	20,0	0,76	2,59	5,48	0,00086
38×3	0,8×30	13,3	1,08	2,59	6,93	0,00086
25×3	0,8×20	16,0	0,44	1,63	2,83	0,000284
25×3	0,8×20	10,0	0,65	1,63	3,53	0,000284

Батареи бывают с нижней и верхней подачей жидкого хладагента, причем жидкость в батарее может подаваться аммиачным насосом или самотеком из отделителя жидкости, установленного выше батарей.

Длину шланга батарей принимают в зависимости от способа подачи хладагента: в безнасосных схемах с нижней подачей аммиака не более 40...50 м, в насосных схемах 100...200 м. По расположению в камере различают пристенные, потолочные и стеллажные батареи. По конструкции батареи делятся на змеевиковые и коллекторные. В последних трубы, соединенные коллекторами, могут располагаться вертикально, горизонтально или наклонно.

Пристенные батареи выполняют только однорядными с числом труб по высоте не более 6. Такое условие вызывается правилами прокладки жидкостного трубопровода и эксплуатации батареи. Потолочные батареи могут быть двухрядными при размещении их над центральным грузовым проходом и однорядными при равномерном распределении их по поверхности потолка камер. Ореб-

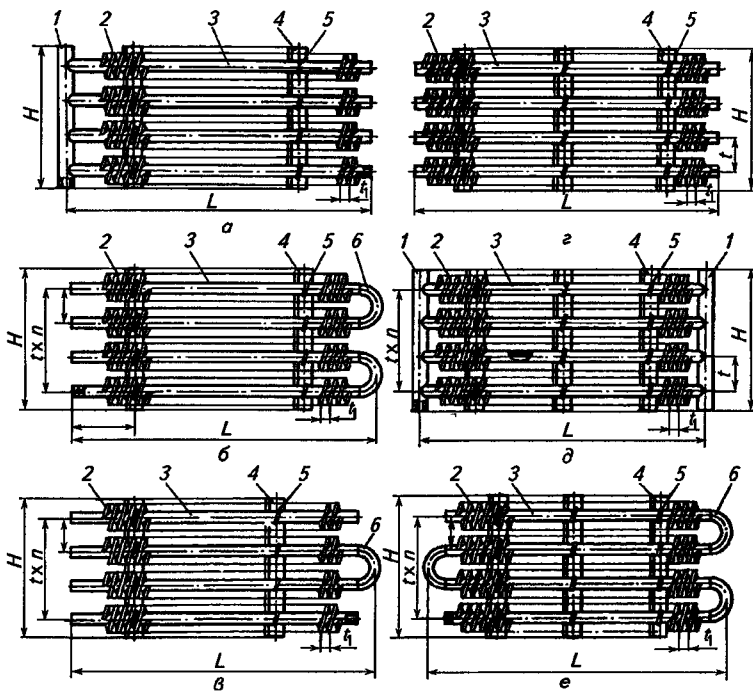


Рис. 99. Секции батарей:

*a* — одноколлекторная; *б* — змеевиковая хвостовая; *в* — змеевиковая головная; *г* — средняя; *д* — двухколлекторная; *е* — змеевиковая; 1 — коллектор; 2 — ребро; 3 — труба; 4 — уголок; 5 — хомут; 6 — калач

ренные батареи выполняют из стандартных секций шести типов: СК — одноколлекторные, СЗГ — змеевиковые головные, СЗХ — змеевиковые хвостовые, СС — средние, С2К — двухколлекторные, СЗ — змеевиковые. Конструкция и размеры секций приведены на рис. 99 и в табл. 39.

39. Характеристика секций для изготовления батарей

Тип секций	Размеры, мм, по рис. 99		Число промежутков между трубами	Площадь поверхности теплообмена (м <sup>2</sup> ) при шаге $t_1$ , мм		Масса (кг) при шаге $t_1$ , мм	
	L	H		20	30	20	30
СК		1000	3	20,7	14,3	108,9	83,9
		1500	5	31,0	21,5	163,6	126,1
СЗГ	2750	1000	3	19,9	13,7	104,4	80,4
		1500	5	29,8	20,5	157,5	120,5
СЗХ		1000	3	19,9	13,7	105,2	81,2
		1500	5	29,8	20,5	158,3	121,3
	3000	1000	3	22,8	15,7	117,1	90,0
		1500	5	34,2	23,6	176,7	134,9
СС	4500	1000	3	34,5	23,8	178,2	135,7
		1500	5	51,8	35,7	267,2	203,7
	6000	1000	3	46,3	31,9	238,3	181,7
		1500	5	69,5	47,9	357,4	272,4
СЗ	2000	1000	3	13,1	9,1	73,0	57,2
		1500	5	19,7	13,6	109,9	84,7
	4500	1000	3	32,7	22,6	171,2	131,5
		1500	5	49,1	33,9	257,1	197,6
С2К	2000	1000	3	14,6	10,2	89,8	71,7
		1500	5	21,9	15,4	133,5	107,4
	4500	1000	3	34,2	23,7	183,3	142,0
		1500	5	51,4	35,6	274,5	212,5

Секции изготовляют из труб диаметром 38×2,5 мм для аммиака и 38×3 мм для рассола со спирально навитыми ребрами из стальной ленты 1×45 мм с шагом  $t_1$ , равным 20 или 30 мм. Из готовых секций сваривают батареи необходимой конструкции и площади теплопередающей поверхности: коллекторные однорядные пристенные и потолочные, змеевиковые однорядные пристенные и потолочные.

Оребренные батареи имеют следующие преимущества перед гладкотрубными: достигается экономия цельнотянутых труб примерно в 3 раза, а металла с учетом оребрения в 2...2,5 раза, меньшая аммиакоемкость (в 3...3,5 раза), меньшие габариты, что увеличивает полезный объем камеры. Но оребрение труб приводит и к недостаткам: уменьшается коэффициент теплопередачи примерно в 2 раза, в основном из-за образования в межреберном пространстве инея, который трудно удалять; вследствие относительно низкой теплоот-

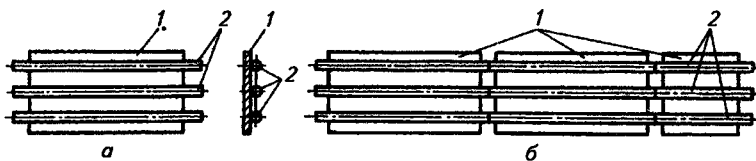


Рис. 100. Панельная батарея:

*а* — трехтрубный элемент, *б* — сварная секция батареи

дачи излучением у ребристых батарей увеличивается усушка продуктов при хранении. Для охлаждения камер длительного хранения мороженных грузов применяют панельные батареи.

Панельные батареи (рис. 100) собирают из трехтрубных элементов. Элемент представляет собой стальной лист 1 толщиной 1,6 мм, размерами 900×1700 мм, к которому по всей длине приварены гладкие цельнотянутые трубы 2 диаметром 38×3 мм с шагом 300 мм. Все трубы батареи объединяют с одной стороны жидкостным коллектором диаметром 76×4 мм, с другой — паровым диаметром 89×4 мм. Пристенные батареи выполняют шеститрубными, потолочные — из любого числа труб и монтируют равномерно по всей площади потолка.

Экранируя поверхности стен и потолка, панельные батареи не допускают поступления теплопритоков внутрь камеры и создают возможность равномерного распределения температур по объему камеры и поддержания высокой относительной влажности воздуха до 96...98 %, что значительно сокращает потери при усушке продуктов.

Недостатки панельных батарей: повышенный расход металла, трудоемкость изготовления и монтажа, трудоемкость очистки снега или отвода талой воды при оттаивании потолочных батарей со стороны потолка.

Батареи стеллажного типа представляют собой змеевики с нижним подводом аммиака, расположенные так, что они образуют полки. На полки ставятся поддоны с замораживаемыми продуктами. Стеллажные батареи размещают по всей площади камеры. Основной недостаток — плохой отвод образующихся паров вследствие большой длины змеевика.

Фреоновые потолочные и пристенные батареи-испарители (рис. 101, *а*) змеевико-ребристого типа изготавливают из оребренных красномедных труб диаметром 18×2 мм.

Трубки змеевиков и ребра лужены гальваническим способом. При изготовлении батарей необходимо обеспечить плотность прилегания ребер к трубам, соединенным в батарею последовательно калачами на сварке. Жидкий R12 или R134a подается в батарею сверху, пар отводится снизу. Это обеспечивает возврат масла из батареи в компрессор и нормальную циркуляцию масла по



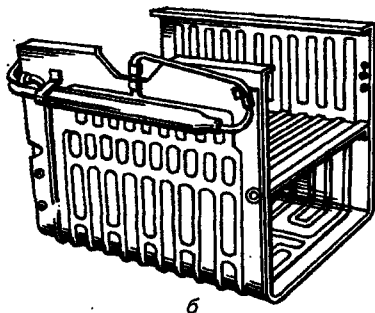
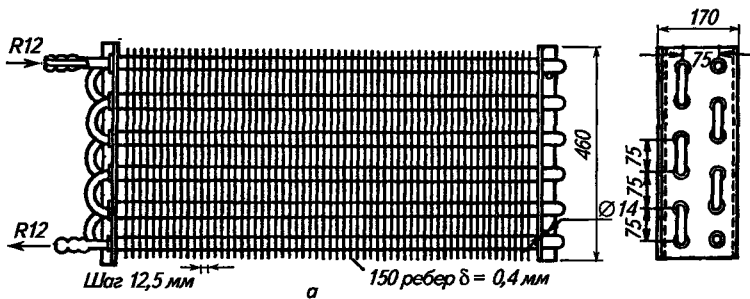


Рис. 101. Фреоновые батареи-испарители:

*а* — потолочные и пристенные;  
*б* — для домашних холодильников

системе. В батарею подается столько жидкости, чтобы в нижних трубах был только пар, поэтому фреоновые батареи-испарители называют сухими (ИРСН-испаритель ребристый, сухой, настенный). Такое питание жидкостью снижает эффективность работы батареи.

Батареи-испарители для домашних холодильных шкафов (рис. 101, *б*) изготавливают U-образной формы сваркой листов из коррозионно-стойкой стали с выштампованными каналами или прокаткой в горячем состоянии двух листов алюминия с последующим гидравлическим раздутием каналов, аналогично конденсаторам.

**Расчет батарей.** Расчет батарей состоит в определении площади теплопередающей поверхности ( $m^2$ )

$$F = Q_0 / (k\theta),$$

где  $Q_0$  — тепловой поток на батарею, определяемый тепловым расчетом, Вт;  $k$  — коэффициент теплопередачи,  $Вт/(m^2 \cdot K)$ ;  $\theta$  — температурный напор между воздухом охлаждаемого помещения и кипящим хладагентом или рассолом,  $^{\circ}C$ .

Для аммиачных батарей непосредственного охлаждения  $\theta = 8...10^{\circ}C$ , для фреоновых  $\theta = 15...20^{\circ}C$ ;  $k$  — коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности труб (гладких или ребристых),  $Вт/(m^2 \cdot K)$ .

Коэффициент теплопередачи ребристых и аммиачных гладкотрубных и панельных батарей можно принять соответственно по табл. 40.

#### 40. Коэффициенты теплопередачи батарей

Вид батарей	Шаг ребер, мм	Коэффициент теплопередачи $k$ [Вт/(м <sup>2</sup> · К)] при температуре воздуха в камере $t_v$ , °С	
		0	-20

*Батареи из оребренных труб диаметром 38×25 и 57×3,5 мм (лента 1×45 мм)*

Потолочные:

однорядные	30...35	5,9	4,7
	20	5,1	4,2
двухрядные	30...35	5,6	4,4
	20	4,8	4,0

Пристенные однорядные:

4-трубные	30...35	4,7	3,6
	20	4,1	3,3
6-трубные	30...35	4,3	3,4
	20	3,7	3,0

*Батареи из гладких труб диаметром 57×3,5 мм*

Потолочные однорядные — 9,8 7,0

Пристенные однорядные:

6-трубные	—	9,8	7,0
10-трубные	—	10,7	7,6
14-трубные	—	12,0	7,6
18-трубные	—	14,0	9,9

Панельные из труб диаметром 38×3 мм — — 5

Значения  $k$  даны для температурного напора  $\theta = 10$  °С. При определении коэффициента теплопередачи применительно к другому температурному напору следует пользоваться поправочным коэффициентом  $(0,1\theta)^{0,22}$ , равным: при  $\theta = 5$  °С — 0,86;  $\theta = 8$  °С — 0,95;  $\theta = 12$  °С — 1,041;  $\theta = 15$  °С — 1,09, и вычислять коэффициент теплопередачи по формуле

$$k = k_{\text{табл}}(0,1\theta)^{0,22}.$$

Для батарей с верхней подачей аммиака коэффициенты теплопередачи принимают на 10 % меньше приведенных в табл. 40.

Коэффициент теплопередачи ребристых фреоновых батарей (отнесенный к наружной поверхности) составляет 3,5...4,65 Вт/(м<sup>2</sup> · К).

Соотношение между потолочными и пристенными батареями выбирают в зависимости от назначения камер и их расположения в здании холодильника.

Площадь поверхности одной батареи принимают по табл. 39 или рассчитывают по заданным размерам батареи и данным

табл. 38. Размеры выбирают в зависимости от типа камеры и длинны стен, вдоль которых установлены батареи.

Площадь поверхности одной батареи ( $m^2$ )

$$f_6 = ln f,$$

где  $l$  — длина батареи, м;  $n$  — число труб в батарее;  $f$  — площадь поверхности участка трубы длиной 1 м,  $m^2$ ; принимается по табл. 38.

Число батарей, устанавливаемых в камере:

$$n_6 = F/f_6.$$

**Воздухоохладители.** В зависимости от рабочего тела, подаваемого в воздухоохладители для охлаждения воздуха, они разделяются на воздухоохладители непосредственного охлаждения и рассольные.

Воздухоохладители бывают поверхностные (сухие), контактные (мокрые) и комбинированные. В первых воздух охлаждается, отдавая теплоту рабочему телу через стенку трубы, во вторых теплота передается при прямом контакте с холодной поверхностью хладоносителя, в третьих воздух охлаждается вследствие соприкосновения с холодной поверхностью змеевика и с поверхностью хладоносителя.

Наиболее распространены сухие воздухоохладители непосредственного охлаждения. Аммиачные воздухоохладители непосредственного охлаждения изготавливают из стальных бесшовных труб, собранных в виде змеевиковых или коллекторных секций. Для работы в условиях большой влажности со значительным осаждением инея и образованием льда на теплопередающей поверхности воздухоохладители делают из гладких труб, в остальных случаях — из оребренных.

Фреоновые воздухоохладители выполняют преимущественно из медных труб диаметром 10×1, 12×1, 15×1, 18×1 мм с латунными, стальными или медными ребрами. Шаг ребер принимается 2...5 мм при работе воздухоохладителя в условиях положительных температур, 5...7 мм в условиях интенсивного влаговыведения, 9 мм — при низких температурах. Применение ребристых труб позволяет обеспечить компактность воздухоохладителя, малую массу, невысокую стоимость, высокую плотность теплового потока на единицу длины трубы.

Воздух через воздухоохладитель нагнетается осевыми или центробежными вентиляторами. Если вентилятор должен обеспечить циркуляцию воздуха только через воздухоохладитель, используют осевые вентиляторы, создающие малые напоры, при наличии воздухопроводов, фильтров и других сопротивлений применяют центробежные вентиляторы.

Воздухоохладитель может располагаться внутри камеры или вне ее. Движение воздуха направлено обычно поперек труб.

Выпускают воздухоохладители потолочные типа ВОП и ВОГ, навесные типа НВО и постаментные типа ФВП (табл. 41).

#### 41. Основные технические данные воздухоохладителей типов ВОП, ВОГ, НВО и ФВП

Типоразмер	Площадь наружной поверхности теплообмена, м <sup>2</sup>	Номинальный тепловой поток (Вт) при $\theta = 10^\circ\text{C}$	Число секций	Шаг оребрения, мм	Мощность вентилятора, кВт		Объемная подача воздуха, м <sup>3</sup> /с		Габаритные размеры, мм			Вместимость труб, м <sup>3</sup>	Масса, кг
					при частоте вращения, с <sup>-1</sup>				длина L	ширина B	высота H		
					16,7	25	16,7	25					
Я10-АВ2-50	50	5800	3	13,4	0,37	0,55	0,67	0,94	1900	1000	730	0,025	340
Я10-АВ2-75	75	8700	3	8,6	0,37	0,55	0,67	0,94	1900	1000	730	0,025	380
Я10-АВ2-100	100	11600	8	17,5	1,1	1,5	1,37	2,7	1910	2176	800	0,061	735
Я10-АВ2-150	150	17400	8	11,3	1,1	1,5	1,37	2,7	1910	2176	800	0,061	843
Я10-АВ-250	250	29000	16	17,5	1,5	4,0	4,86	7,5	1950	2200	1270	0,150	1570
				и 13,4									1525
НВО-80	80	9300	9	15	—	1,5	—	2,2	1750	1070	1100	0,041	390
				и 7,5									
НВО-125	125	14530	9	15	2,2	—	3,5	—	2430	1070	1100	0,058	435
				и 7,5									
НВО-200	200	23260	12	15	—	3,0	—	5,55	2700	1200	1100	0,099	735
				и 7,5									
Я10-ФВП	330	38280	24	17,5	—	2,2	—	4,4	2145	1840	3080	0,208	2400
				и 13,4									

Примечание. Условные обозначения: Я10 — индекс; АВ — аммиачный воздухоохладитель; Н — навесной; ВО — воздухоохладитель; Ф — условное обозначение; ВП — воздухоохладитель постаментный.

Потолочные воздухоохладители типа ВОП выпускают четырех типоразмеров с индексом Я10-АВ2 с площадью поверхности охлаждения 50 и 75 м<sup>2</sup> (рис. 102), 100 и 150 м<sup>2</sup> (рис. 103). Они предназначены для охлаждения воздуха в камерах хранения продуктов.

Воздухоохладители состоят из охлаждающей батареи 1, узла вентилятора 3, поддона для сбора талой воды 2 и обшивки 4. Воздухоохладители Я10-АВ2-50 и Я10-АВ2-75 имеют по одной батарее из трех секций, а Я10-АВ2-100 и Я10-АВ2-150 — две параллельно работающие батареи из четырех секций каждая. Секция состоит из двух вертикальных рядов стальных труб диаметром 25×2,2 мм по 6 труб в каждом ряду. Расположение труб коридорное. Для сокращения числа сварных швов вдвое трубы с одной стороны согнуты «в калач». Свободные концы труб каждой секции объединены коллектором диаметром 76×3,5 мм. К каждому коллектору приварен патрубок диаметром 57×3,5 мм для подачи жидкого аммиака и отсоса пара. На трубы насажены ребра из листовой стали размерами 460×140×0,4 мм.

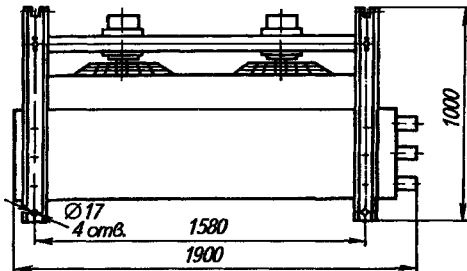
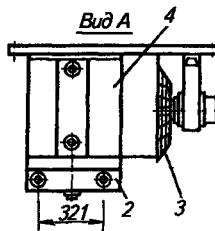
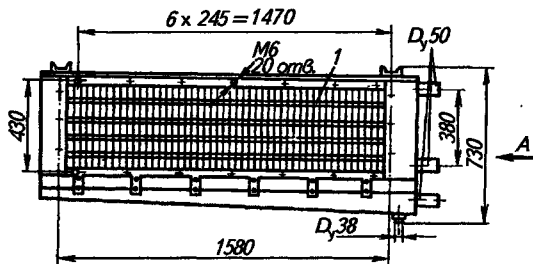


Рис. 102. Воздухоохладители потолочные Я10-АВ2-50 и Я10-АВ2-75:

1 — батарея; 2 — поддон;  
3 — вентилятор; 4 — обшивка

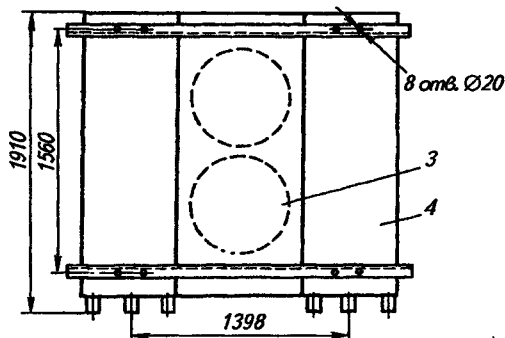
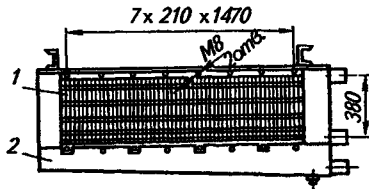
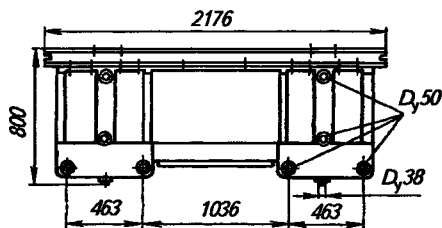


Рис. 103. Воздухоохладители потолочные Я10-АВ2-100 и Я10-АВ2-150 подвесные:

1 — батарея; 2 — поддон;  
3 — вентилятор; 4 — обшивка

Разные поверхности охлаждения воздухоохлаждителя создаются путем изменения шага оребрения и соответственно числа ребер на единицу длины трубы (см. табл. 41). Секции батареи соединяют уголками, которые крепят к двум продольным швеллерным балкам, за которые воздухоохлаждитель подвешивают к потолку камеры. Узел вентиляторов состоит из двух осевых вентиляторов с электродвигателями. Воздухоохлаждители Я10-АВ2-50 и Я10-АВ2-75 имеют вентиляторы с горизонтальной осью вращения, расположенные за батареей, а в воздухоохлаждителях Я10-АВ2-100 и Я10-АВ2-150 вентиляторы имеют вертикальную ось вращения и располагаются между батареями. Отопленный воздух засасывается из камеры через всасывающие окна, расположенные у первых двух воздухоохлаждителей в их задней стенке, а у вторых двух — в нижней средней части аппаратов. Нормальная работа воздухоохлаждителя обеспечивается систематическим удалением инея с поверхности батарей. Для удаления инея используются горячие пары аммиака, которые во время оттаивания подаются в батарею и в трубную решетку из труб диаметром 25×2,2 мм, смонтированную в поддоне. Талая вода, стекающая с батарей, собирается в поддоне, а затем сливается в канализацию по обогреваемому трубопроводу.

*Навесные воздухоохлаждители типа НВО.* Аммиачные воздухоохлаждители типа НВО (рис. 104, см. табл. 41) предназначены также для охлаждения воздуха в камерах хранения любых холодильников. Воздухоохлаждители состоят из охлаждающей батареи 1, обогреваемого поддона 3, узла вентиляторов 2 и обшивки 4. Охлаждающая батарея сконпонована из блоков секций, жестких не-

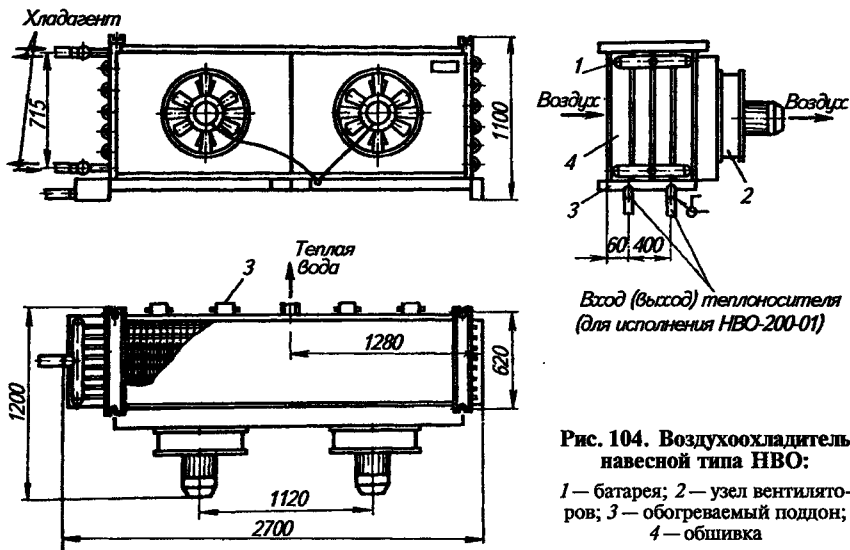
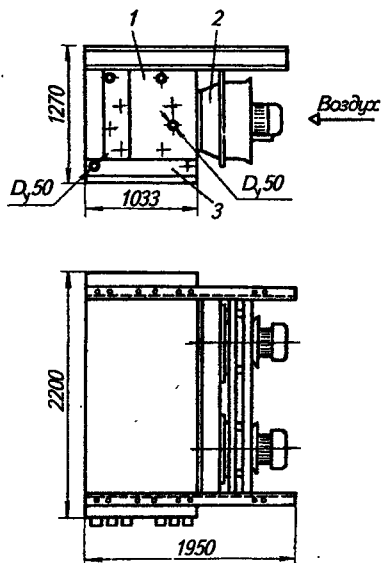


Рис. 104. Воздухоохлаждитель навесной типа НВО:

1 — батарея; 2 — узел вентиляторов; 3 — обогреваемый поддон; 4 — обшивка

Рис. 105. Воздухоохладитель навесной  
Я10-АВ-250:

1 — батарея; 2 — узел вентиляторов; 3 — поддон



сущих элементов и подвески, к которым крепят поддон, диффузор вентиляторов и обшивку.

Каждый блок состоит из трех секций, расположенных по высоте и собранных из шести или восьми горизонтальных трубок диаметром 22×1,2 мм, оребренных пластинчатыми ребрами размерами 260×130×0,3 мм с шагом 15 мм в двух первых (по ходу воздуха) рядах и 7,5 мм в шести рядах. Оттаивание инея и обогрев поддона осуществляются горячими парами аммиака. Воздухоохладитель подвешивают в верхней части камеры на расстоянии не менее 400 мм от стены.

*Воздухоохладители типов ВОГ и*

*ФВП.* Их применяют в камерах охлаждения и однофазного замораживания мяса. Воздухоохладитель типа ВОГ выпускают с индексом Я10-АВ-250 (рис. 105). Он состоит из четырех испарительных батарей 1, двух вентиляторов 2 с диффузорами и поддона 3 для сбора и отвода талой воды. Для создания направленного потока воздуха с торцевых сторон он обшит листовым алюминием, внизу расположен поддон, с боковой стороны диффузоры с вентиляторами. Испарительная батарея имеет четыре оребренные секции из труб диаметром 25×2,2 мм, унифицированные с секциями, применяемыми в воздухоохладителях типа Я10-АВ2. Секции двух батарей, расположенных первыми по ходу движения воздуха, имеют шаг ребер 17,5 мм, двух последующих — 13,4 мм. Воздухоохладитель размещают в пространстве над подвесными путями. Процесс охлаждения осуществляется при интенсивной циркуляции воздуха.

Забор и нагнетание воздуха происходят через щели, образованные ложным потолком и стенами. Теплый воздух всасывается вентилятором с одной стороны камеры, обдувает батареи и, охлажденный, нагнетается в камеру с противоположной стороны.

Оттаивание инея с оребренной поверхности батарей осуществляется горячими парами аммиака, а обогрев поддона — с помощью ТЭНов или горячих паров аммиака. В первом случае воздухоохладитель обозначается АВ-250Э, во втором — АВ-250П.

*Воздухоохладитель типа ФВП.* Этот воздухоохладитель постаментный. Его конструкция дает возможность применять последо-

вательно-спутное воздухораспределение с регенерацией влаги. Воздухоохладитель (рис. 106) состоит из напорной камеры 4, блока охлаждающих батарей 2, оросителя 1, блока вентиляторов 3 и каркаса 5. Блок охлаждающих батарей состоит из шести батарей, расположенных попарно в три яруса. Каждая батарея имеет четыре секции, выполненные из стальных труб диаметром  $22 \times 2,0$  мм с насаженными на них штампованными пластинчатыми ребрами. В секциях нижнего яруса батарей шаг ребер 17,5 мм, а среднего и верхнего ярусов — 13,4 мм. Батареи соединены между собой коллекторами диаметром  $57 \times 3,0$  мм. Коллекторы для подачи и отвода аммиака выполнены из труб диаметром  $76 \times 3,0$  мм.

Напорная камера служит основанием воздухоохладителя; на ней устанавливается блок батарей и ороситель. Камера состоит из каркаса со съемной обшивкой, поддона со сливным патрубком и обогревателя в виде змеевика из труб диаметром  $22 \times 2,0$  мм, расположенного в поддоне. Оттаивание инея с поверхности батарей и обогрев поддона осуществляют горячими парами аммиака.

Над блоком батарей установлен водяной ороситель, который распределяет горячую воду по их поверхности в период оттаивания. Ороситель выполнен в виде гребенки из перфорированных труб, объединенных коллектором. Вентиляторный блок состоит из двух радиальных вентиляторов с электродвигателями, смонти-

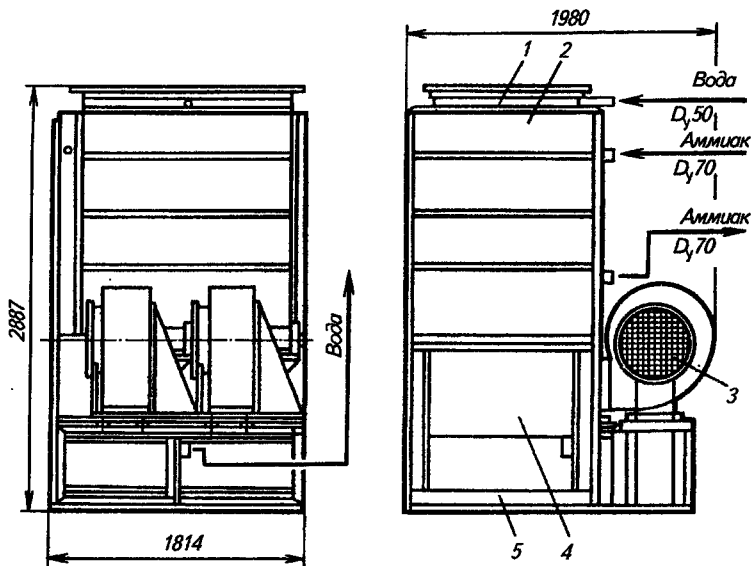


Рис. 106. Воздухоохладитель постаментный типа ФВП:

1 — ороситель; 2 — блок батарей; 3 — блок вентиляторов; 4 — напорная камера; 5 — каркас



рованных на каркасе. Воздухоохладитель может размещаться как непосредственно в камере замораживания мяса у торцевых стен, так и в проемах торцевых стен. В этом случае вентиляторы находятся внутри камеры, а остальная часть воздухоохладителя — в проеме и коридоре. Процесс охлаждения воздуха в камере осуществляется при интенсивной его циркуляции. Отопленный воздух забирается из объема камеры, продувается через блок батарей, охлаждается и вновь нагнетается в грузовое пространство камеры. Технические характеристики сухих воздухоохладителей приведены в табл. 41.

*Воздухоохладители с поперечно-спиральным оребрением.* Такие воздухоохладители для аммиачных холодильных установок изготавливают из стальных труб. Эти воздухоохладители применяют для охлаждения воздуха в камере с температурой от 5 до  $-40^{\circ}\text{C}$  в насосно-циркуляционных схемах с непосредственным охлаждением и в рассольных системах охлаждения. Воздухоохладители с поперечно-спиральным оребрением выпускают трех типов: ПВОЛ, НВОЛ-I и НВОЛ-II. Обозначения здесь следующие: П — постаментный, Н — навесной, ВО — воздухоохладитель, Л — с ленточным поперечно-спиральным оребрением, П — для камер охлаждения или замораживания продукции, I (или отсутствие цифры) — для камер хранения охлажденной или замороженной продукции.

Предусмотрена возможность верхней и нижней подачи жидкого аммиака. Оттаивание батареи осуществляется горячими парами аммиака без орошения или с орошением водой, продолжительность оттаивания 20—30 мин. Батарея воздухоохладителя состоит из горизонтальных бесшовных стальных горячекатаных труб, расположенных в 8...15 рядов по высоте и глубине с расстоянием между рядами по высоте, равным 75 мм для труб диаметром 25×2,5 мм и 114 мм для труб диаметром 38×3 мм. Расстояние между осями труб в глубину составляет 65 мм.

Принудительное движение воздуха через батарею осуществляется осевыми вентиляторами, установленными на стороне выхода воздуха. Скорость воздуха в живом сечении воздухоохладителя от 3 до 5 м/с. Основные параметры воздухоохладителей с поперечно-спиральным оребрением приведены в табл. 42.

Сотрудниками ООО НПФ «Химхолодсервис» разработан новый ряд навесных воздухоохладителей типа АВН, включающий 110 типоразмеров с площадью теплообменной поверхности от 15 до 300 м<sup>2</sup>. Они предназначены для охлаждения воздуха в овоще- и фруктохранилищах, в камерах хранения охлажденных и замороженных продуктов, на фабриках мороженого и в скороморозильных туннелях.

Воздухоохладители могут работать на аммиаке в насосных схемах с верхней и нижней подачей хладагента, в безнасосных схемах и в рассольных схемах. Батареи воздухоохладителя выполнены из труб диаметром 22×1,6 мм или 22×2 мм с шагом ребер 8; 10; 12; 16; 20 мм в виде трубного пучка с шахматным расположением труб с шагом по фронту 60 мм, по глубине 52 мм.

## 42. Основные технические данные воздухоохладителей с поперечно-спиральным оребрением

Воздухоохладитель	Площадь поверхности охлаждения, м <sup>2</sup>	Шаг оребрения, мм	Объемная подача воздуха (расчетная), м <sup>3</sup> /с	Вместимость по аммиаку, лм <sup>3</sup>	Габаритные размеры, мм			Масса, кг
					длина	ширина	высота	
НВОЛ-1-80	84	10	2,22	40,5	1760	960	1130	613
НВОЛ-1-100	105	10	2,77	50,5	2120	960	1130	677
НВОЛ-1-125	123	10	3,47	58,3	2360	1020	1320	712
НВОЛ-1-160	158	10	4,44	75,0	2910	1020	1320	764
НВОЛ-1-200	210	10	5,55	99,4	3260	1170	1360	998
НВОЛ-1-250	251	10	6,94	122,2	3860	1170	1158	1198
НВОЛ-11-160	172	16	5,55	122,2	2910	1020	1320	764
НВОЛ-11-200	201	16	6,94	141,6	3260	1170	1360	998
НВОЛ-11-250	250	16	8,33	177,0	3860	1170	1158	1198
ПВОЛ-100	100	13,3	2,72	81,5	3270	460	3050	1100
НВОЛ-160	158	13,3	4,44	130,4	3270	540	3090	1600
ПВОЛ-250	250	13,3	6,94	203,7	3270	760	3050	2300

Воздухоохладители выполняют с одним, двумя и тремя вентиляторами, что отражено в обозначении воздухоохладителя. Например, обозначение АВН-046/1-8-35 расшифровывается как аммиачный воздухоохладитель навесной, с одним вентилятором диа-

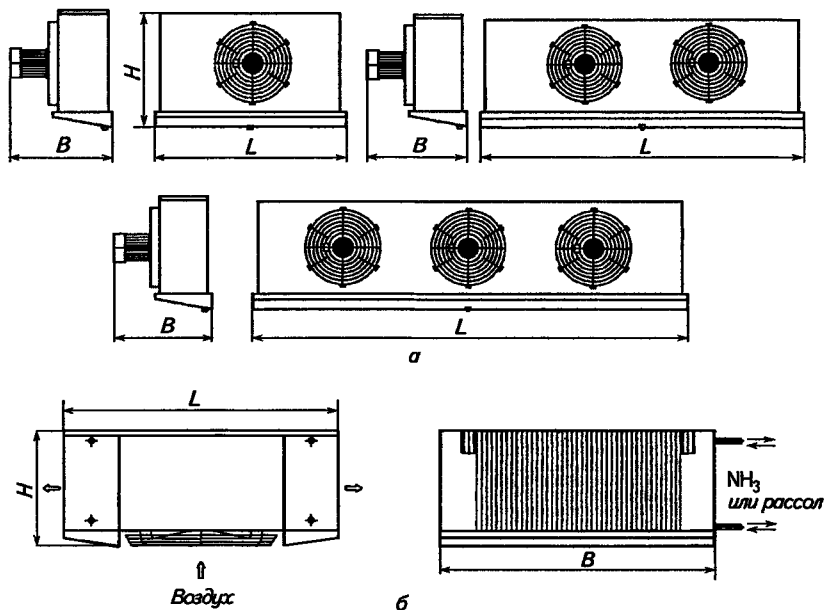


Рис. 107. Воздухоохладители:  
а — типа АВН ; б — типа АВП

метром 460 мм, шагом ребер 8 мм, площадью поверхности теплообмена 35 м<sup>2</sup>.

Для оттаивания батарей воздухоохладителя используются горячие пары аммиака; обогрев поддона осуществляется как горячими парами аммиака, так и посредством ТЭНов (рис. 107, а, табл. 43).

На базе теплообменной поверхности, принятой за основу при создании ряда воздухоохладителей типа АВН, разработан также новый ряд аммиачных подвесных воздухоохладителей типа АВП (рис. 107, б, табл. 44).

В воздухоохладителях нового ряда поток холодного воздуха направляется горизонтально в две противоположные стороны; этим обеспечиваются «спокойная», с малой скоростью движения, подача воздуха и равномерное поле его скоростей. Применение подобных аппаратов позволяет уменьшить потери массы от усушки, что особенно важно при хранении плодоовощной и неупакованной продукции. По принципу действия воздухоохладители типа АВН и АВП аналогичны воздухоохладителям типа ВОП — соответственно Я10-АВ2-50; -75 и Я10-АВ2-100; -150.

*Комбинированные воздухоохладители.* В камерах с большой влажностью сухие воздухоохладители трудно эксплуатировать, так как необходимы частые остановки для оттаивания инея. В этом случае целесообразны комбинированные воздухоохладители (рис. 108), в которых оребренные аммиачные змеевики орошаются антифризом, в результате чего не образуется снеговая шуба и более чем в 1,5 раза увеличивается теплопередача по сравнению с теплопередачей в сухих воздухоохладителях. Оребренные змеевики 4 из труб диаметром 38×3 мм орошаются с помощью форсунки 3 (диаметром 5,5 мм) антифризом, который подается центробежным насосом 6, соединенным с установкой регенерации (реконцентрации) антифриза.

Воздух циркулирует в кожухе 5 воздухоохладителя в двух отсеках: всасывается у потолка камеры, проходит через первый отсек сверху вниз, затем изменяет направление на 180° и проходит через второй отсек снизу вверх, после чего вентилятором 2, установленным на кожухе воздухоохладителя, вновь подается в камеру. Скорость движения воздуха в живом сечении 2 м/с. Воздух охлаждается и осушается при контакте с поверхностью змеевиков 4 и с каплями антифриза. Вверху второго отсека имеется слой керамических колец 1 высотой 200 мм, задерживающий капли антифриза, уносимые воздухом. Антифриз представляет собой раствор этиленгликоля с примесью пропиленгликоля, полигликолей и антикоррозийной присадки. Антифриз марки 40 замерзает при  $t = -40^\circ\text{C}$ , марки 65 при  $t = -65^\circ\text{C}$ . Постоянная концентрация антифриза поддерживается непрерывной подачей реконцентрированной жидкости.

Периодически она полностью заменяется (1—2 раза в сутки, в зависимости от влажности воздуха в камере).

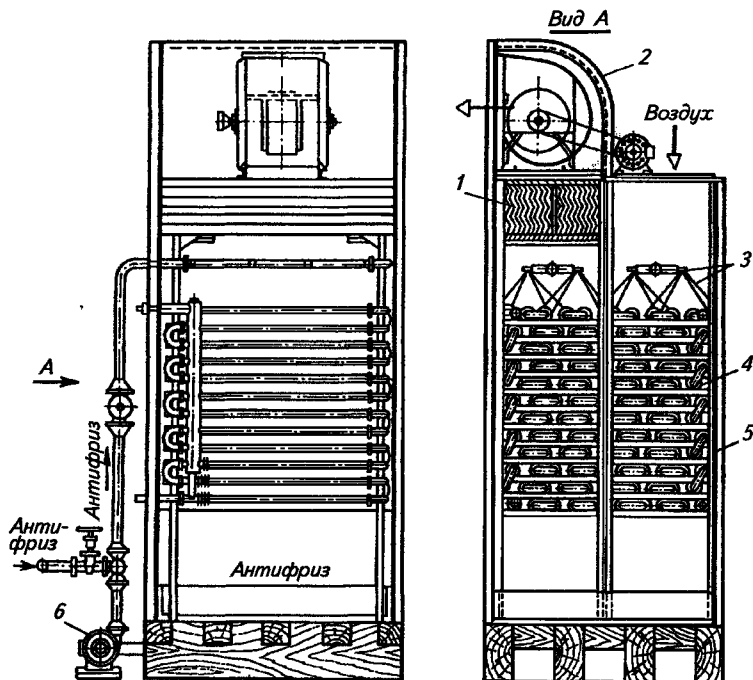
43. Основные технические данные воздухоохлаждающей типа АВН

Типоразмер (АВН)	Площадь поверхности теплообмена, м <sup>2</sup>	Номинальный тепловой поток, кВт	Шаг ребер, мм	Вентилятор			Длина воздушной струи, м	Мощность ТЭНов, кВт	Габаритные размеры, мм			Мас-са, кг	Внутренний объем, м <sup>3</sup>
				мощность, кВт	частота вращения, с <sup>-1</sup>	объемная подача воздуха, м <sup>3</sup> /с			длина L	ширина B	высота H		
046/1-8-35	35,2	7,1	8	0,37	24	1,33	19	0,9	1250	700	700	185	0,013
063/1-8-125	125,7	23,7	8	0,75	15,8	2,11	19	1,75	1650	1000	950	560	0,048
046/1-10-30	29,4	6,5	10	0,37	24	1,36	20	0,9	1250	700	700	175	0,013
063/1-10-80	82,3	17,8	10	0,75	15,8	2,33	21	1,35	1650	900	950	410	0,036
063/1-12-90	87,7	19,7	12	0,75	15,8	2,25	20	1,75	1650	1000	950	460	0,048
080/1-12-180	180,7	45,8	12	1,5	15,8	4,58	32	2,7	2100	1200	1200	870	0,047
046/1-16-25	26,6	7,0	16	0,37	24	1,36	20	1,25	1250	800	700	180	0,018
063/1-20-65	68,7	19,0	20	0,75	15,8	2,3	20	2,0	1650	1100	950	450	0,048
080/1-20-115	117,8	36,7	20	1,5	15,8	4,83	34	2,7	2100	1200	1200	750	0,0925
063/2-8-185	188,6	38,1	8	0,75x2	15,8	3,44	17	2,58	2300	1000	960	800	0,0715
080/2-8-300	301,8	66,4	8	1,5x2	15,8	5,55	22	3,32	2300	1200	1200	1250	0,107
063/2-10-185	185,3	39,1	10	0,75x2	15,8	3,33	17	3,13	2300	1100	950	845	0,0895
080/2-10-245	274,0	61,6	10	1,5x2	15,8	5,93	23	3,32	2300	1200	1200	1110	0,107
063/2-12-130	131,5	32,6	12	0,75x2	15,8	3,83	19	2,58	2300	1000	950	650	0,0715
080/2-12-210	210,5	57,3	12	1,5x2	15,8	6,25	25	3,32	2300	1200	1200	1015	0,107
046/2-16-25	27,5	8,3	16	0,37x2	24	2,55	18	1,03	1650	700	700	200	0,0185
080/2-16-165	164,8	52,7	16	1,5x2	15,8	8,89	35	1,97	2300	900	1200	500	0,107
063/2-20-70	68,7	22,3	20	0,75x2	15,8	4,5	22	2,08	2300	900	950	445	0,054
080/2-20-115	114,5	41,3	20	1,5x2	15,8	7,8	31	2,88	2300	1000	1200	710	0,08
046/3-8-75	75,4	17,5	8	0,37x3	24	3,39	16	1,5	2300	700	700	360	0,027
046/3-10-60	61,8	15,8	10	0,37x3	24	3,55	17	1,5	2300	700	700	455	0,027
046/3-12-50	52,6	14,6	12	0,37x3	24	3,67	17	1,5	2300	700	700	300	0,027
046/3-16-40	41,2	13,0	16	0,37x3	24	3,83	18	1,5	2300	700	700	270	0,027
046/3-20-35	34,4	12,1	20	0,37x3	24	3,94	18	1,5	2300	700	700	250	0,027

44. Основные технические данные воздухоохлаждающей типа АВП

Типоразмер (АВП)	Площадь поверхности теплообмена, м <sup>2</sup>	Номинальный тепловой поток, кВт	Шаг ребер, мм	Вентилятор				Длина воздушной струи, м	Мощность ТЭНов, кВт	Габаритные размеры, мм			Внутренний объем, м <sup>3</sup>
				мощность, кВт	частота вращения, с <sup>-1</sup>	объемная подача воздуха, м <sup>3</sup> /с	длина L			ширина B	высота H		
046/1-8-35	35,9	5,3	8	0,37	24	1,33	9	0,9	1250	1270	380	185	0,013
063/1-8-100	100,6	16,6	8	1,5	24	3,94	16,5	1,15	1420	1670	620	560	0,036
063/1-8-135	134,1	19,8	8	1,5	24	3,78	16	1,35	1630	1670	620	700	0,048
063/1-10-80	82,3	15,4	10	1,5	24	4,03	17	1,15	1420	1670	620	500	0,036
063/1-10-110	109,7	18,9	10	1,5	24	3,89	16,5	1,35	1630	1670	620	650	0,048
080/1-10-210	211,7	30,2	10	1,5	15,8	4,47	16	2,7	2220	2070	620	950	0,0925
063/1-12-90	93,6	17,9	12	1,5	24	3,96	16	1,35	1630	1670	620	600	0,048
080/1-12-180	180,7	30,0	12	1,5	15,8	4,58	16,5	2,7	2220	2070	620	870	0,0925
046/1-16-25	26,2	5,5	16	0,37	24	1,36	8,5	1,25	1460	1270	380	180	0,018
080/1-16-140	141,3	28,5	16	1,5	15,8	4,72	17	2,7	2220	2070	620	800	0,0925
080/1-20-115	117,8	27,8	20	1,5	15,8	4,83	18	2,7	2220	2070	620	750	0,0925
063/2-8-150	150,9	27,8	8	1,5x2	24	7,31	25	1,7	1420	2370	620	665	0,0535
063/2-8-300	301,8	42,0	8	1,5x2	24	6,25	21	3,13	2050	2370	620	1240	0,107
080/2-8-450	452,7	56,6	8	1,5x2	15,8	7,97	22	3,32	2220	2370	860	1950	0,161
063/2-10-200	205,9	37,4	10	1,5x2	24	6,89	23	2,58	1840	2370	620	940	0,0895
080/2-10-250	247,0	44,6	10	1,5x2	15,8	9,31	25	2,35	1800	2370	860	1200	0,107
063/2-12-175	175,2	35,9	12	1,5x2	24	7,06	23	2,58	1840	2370	620	860	0,0895
080/2-12-155	157,9	34,9	12	1,5x2	15,8	9,97	27	1,97	1590	2370	860	850	0,08
063/2-16-110	109,9	27,7	16	1,5x2	24	7,22	25	2,08	1630	2370	620	615	0,0715
063/2-16-165	164,8	37,6	16	1,5x2	24	6,94	23	3,13	2050	2370	620	890	0,107
080/2-16-250	247,2	51,7	16	1,5x2	15,8	9,03	24	3,32	2220	2370	860	1400	0,161
080/2-20-200	206,1	49,4	20	1,5x2	15,8	9,19	25	3,32	2220	2370	860	1300	0,161
046/3-8-100	100,6	14,7	8	0,37x3	24	2,92	14	2,0	1460	2370	380	455	0,036
046/3-12-70	70,2	14,1	12	0,37x3	24	3,28	17	2,0	1460	2370	380	475	0,036

\* Значение теплового потока указано при входной разности температур  $\Delta t = 10^\circ\text{C}$  ( $t_0 = -10^\circ\text{C}$ ).



**Рис. 108. Комбинированный воздухоохладитель:**

1 — керамические кольца-отбойники; 2 — вентилятор; 3 — форсунка; 4 — змеевик;  
5 — кожух; 6 — насос

В табл. 45 приведены характеристики комбинированных воздухоохладителей.

**45. Основные технические данные комбинированных воздухоохладителей**

Показатель	Воздухоохладитель площадью поверхности охлаждения, м <sup>2</sup>			
	120	180	270	405
Тепловой поток через воздухоохладитель при $\theta = 10^\circ\text{C}$	28000	42000	63000	94000
Габаритные размеры, мм:				
длина	1530	1750	2300	3150
ширина	1440	1440	1530	1530
высота	3725	4200	4200	4200
Объемный расход, м <sup>3</sup> /с:				
воздуха	1,39	1,80	2,0	3,0
антифриза	0,0019	0,0024	0,0027	0,0041

**Расчет воздухоохлаждателей.** Расчет воздухоохлаждателя включает определение его площади теплопередающей поверхности, состояния выходящего воздуха и расхода воздуха. Для этого необходимо знать: тип устанавливаемого воздухоохлаждателя; потребный тепловой поток через воздухоохлаждатель; температуру и относительную влажность воздуха, поступающего в воздухоохлаждатель; температуру кипения хладагента  $t_0$ .

В диаграмме  $i-d$  строят процесс охлаждения и определяют температурно-влажностный режим работы воздухоохлаждателя. Площадь теплопередающей поверхности воздухоохлаждателя, ( $m^2$ )

$$F = Q_0 / (k \theta),$$

где  $Q_0$  — тепловой поток через воздухоохлаждатель, определяемый тепловым расчетом, Вт;  $k$  — коэффициент теплопередачи воздухоохлаждателя, Вт/( $m^2 \cdot K$ );  $\theta$  — средний температурный напор между циркулирующим воздухом и кипящим хладагентом, К.

Для воздухоохлаждателей из оребренных труб с нижней подачей аммиака или хладонносителя в батарее при  $\theta = 10$  К и скорости воздуха  $\omega_b = 3 \dots 5$  м/с коэффициенты теплопередачи в зависимости от температур кипения хладагента или температур хладонносителя следующие:

$t, ^\circ C$	-45	-40	-35	-25	-15	-12	-10	-5	0 и выше
$k, \text{Вт}/(m^2 \cdot K)$	11,3	11,6	11,9	12,5	14,0	14,7	15,2	16,3	17,5

При верхней подаче аммиака значения коэффициентов теплопередачи уменьшают на 10%. Для фреоновых воздухоохлаждателей при  $\theta = 10$  К и скорости воздуха  $3 \dots 5$  м/с в зависимости от температур хладонносителя или температуры кипения фреона коэффициенты теплопередачи следующие:

$t, ^\circ C$	-40	-20	-15	0 и выше
$k, \text{Вт}/(m^2 \cdot K)$	17,5	19,3	21,0	23,3

Для гладкотрубных аммиачных воздухоохлаждателей  $k = 35 \dots 45$  Вт/( $m^2 \cdot K$ ) при  $\theta = 10$  К. Воздух охлаждается в воздухоохлаждателе на  $2 \dots 5$   $^\circ C$ . Хладонноситель, проходя через воздухоохлаждатель, нагревается при умеренно низких температурах на  $3 \dots 5$   $^\circ C$ , при низких — на  $1 \dots 2$   $^\circ C$ .

По найденной площади теплопередающей поверхности подбирают один или несколько воздухоохлаждателей с учетом равномерного распределения воздуха по всему объему камеры (табл. 41—45).

Объемный расход воздуха ( $m^3/c$ )

$$V_B = \frac{Q_0}{\rho(i_1 - i_2)},$$

где  $\rho$  — плотность воздуха, кг/ $m^3$ ; определяется по психометрической таблице или по  $i-d$  диаграмме;  $i_1, i_2$  — удельные энтальпии воздуха на входе и на выходе из воздухоохлаждателя, определяются по  $d-i$  диаграмме, Дж/кг.

## Контрольные вопросы и задания

1. Какие факторы влияют на интенсивность теплообмена в конденсаторе?
2. Назовите конструктивные особенности кожухотрубных (горизонтальных и вертикальных) конденсаторов, перечислите их преимущества и недостатки.
3. Почему в настоящее время предпочтение отдается испарительным конденсаторам? Перечислите их преимущества и недостатки.
4. Каковы назначение, конструкция и принцип работы вентиляторных гради-рен типа ГПВ?
5. Каковы особенности конструкций рассольных испарителей кожухотрубного и кожухомеевикового типов, их преимущества и недостатки?
6. Как изготовляют пристенные и потолочные батареи из стандартных секций?
7. Каковы конструктивные особенности подвесных воздухоохладителей типа ВОП и ВОГ, их преимущества и недостатки?
8. В каких камерах применяют постаментные воздухоохладители типа ФВП? Как осуществляется циркуляция воздуха в камерах, оборудованных такими воздухоохладителями?
9. Каковы конструктивные особенности воздухоохладителей типа АВН и АВП?
10. Когда применяют комбинированные воздухоохладители? В чем заключается особенность их работы?
11. От чего зависит коэффициент теплопередачи приборов охлаждения?
12. Какие данные необходимы для подбора приборов охлаждения?

*Лабораторная работа 2. Изучение конструкций теплообменных аппаратов: конденсаторов, гради-рен, испарителей, приборов охлаждения камер.*

Цель работы — изучение конструкций теплообменных аппаратов.

Состав отчета: эскизное изображение теплообменного аппарата; описание его назначения, устройства и принципа работы, включение в схему холодильной установки, принцип расчета и подбора.

*Практические занятия 8, 9. Расчет и подбор теплообменных аппаратов.*

**Пример 8.** Подобрать конденсатор для аммиачной холодильной установки холодопроизводительностью  $Q_0 = 175\,000$  Вт при  $t_0 = -15^\circ\text{C}$ ;  $t_{w1} = +20^\circ\text{C}$ .

Температура конденсации зависит от температуры охлаждающей воды и принимается на 4...6 °С выше средней температуры воды:

$$t_k = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} + (4...6).$$

1. Принимаем  $t_{w2} - t_{w1} = 4^\circ\text{C}$ , тогда

$$t_k = \frac{20 + 24}{2} + 6 = 28^\circ\text{C}.$$

2. Температуру всасываемого пара принимаем на 5...10 °С выше температуры кипения  $t_0$ :

$$t_{вс} = -15 + 10 = -5^\circ\text{C}.$$

3. По полученным данным строим цикл в диаграмме  $s-T$  и определяем необходимые параметры точек (см. подразделы 3.3; 4.2):

$$i_1 = 1664 \text{ кДж/кг}; \quad i_2 = 1920 \text{ кДж/кг}; \quad i_3 = i_4 = 550 \text{ кДж/кг}.$$



4. Массовый расход аммиака, циркулирующего в системе,

$$m_d = \frac{175000}{(1664 - 550) \cdot 10^3} = 0,157 \text{ кг/с.}$$

5. Тепловой поток в конденсаторе

$$Q_k = m_d(t_2 - t_3) = 0,157 \cdot (1920 - 550) \cdot 10^3 = 215\,090 \text{ Вт.}$$

6. Средний логарифмический температурный напор

$$\theta_m = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{2,31 \lg \frac{t_k - t_{w1}}{t_k - t_{w2}}} = \frac{24 - 20}{2,31 \lg \frac{28 - 20}{28 - 24}} = 5,8 \text{ }^\circ\text{C.}$$

7. Принимаем горизонтальной кожухотрубный конденсатор, коэффициент теплопередачи которого определяем по табл. 29;  $k = (700 \dots 1050) \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

8. Площадь теплопередающей поверхности конденсатора

$$F = \frac{Q_k}{k \theta_m} = \frac{215\,090}{800 \cdot 5,8} = 46,4 \text{ м}^2.$$

9. По табл. 21 выбираем два конденсатора марки КТГ-25. Объемный расход воды на конденсатор

$$V_w = \frac{Q_k}{c_w \rho_w (t_{w2} - t_{w1})} = \frac{215\,090}{4,1868 \cdot 10^3 \cdot 1000 \cdot 4} = 0,0128 \text{ м}^3/\text{с} = 46,24 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

По табл. 54 выбираем два насоса 2к-20/30 с объемной подачей  $0,0065 \text{ м}^3/\text{с}$  и один насос резервный. Для бесперебойной работы холодильной установки рекомендуется подбирать не менее двух конденсаторов с суммарной площадью поверхности охлаждения и не менее двух насосов с суммарной объемной подачей.

**Пример 9.** Подобрать кожухотрубный испаритель и определить объемный расход рассола для аммиачной холодильной установки холодопроизводительностью  $Q_0 = 232\,600 \text{ Вт}$  при температуре рассола, входящего в испаритель,  $t_{p1} = -27 \text{ }^\circ\text{C}$ . Понижение температуры охлажденного рассола в испарителе принимаем  $3 \text{ }^\circ\text{C}$ . Тогда  $t_{p2} = t_{p1} - 3 = -30 \text{ }^\circ\text{C}$ . Принимаем  $t_0 = t_{p2} - 5 = -35 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_3 = t_0 - 8 = -43 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Выбираем рассол хлорида кальция с  $t_3 = -43,6 \text{ }^\circ\text{C}$  (приложение 7). Его теплоемкость при  $t_{p2} = -30 \text{ }^\circ\text{C}$  составляет  $c_p = 2,70 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ , а плотность  $\rho_p = 1,291 \text{ кг/л} = 1291 \text{ кг/м}^3$  (приложение 9).

Коэффициент теплопередачи принимаем по табл. 37:  $k = 580 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Площадь теплопередающей поверхности испарителя

$$F = \frac{232\,600}{580 \cdot 5} = 80,2 \text{ м}^2.$$

По табл. 35 выбираем два испарителя ИТГ-40.

Массовый расход циркулирующего рассола

$$m_p = \frac{232\,600}{2,70 \cdot 10^3 \cdot 3} = 28,7 \text{ кг/с.}$$

Объемный расход циркулирующего рассола

$$V_p = 28,7/1291 = 0,022 \text{ м}^3/\text{с.}$$

По объемному расходу циркулирующего рассола подбираем по табл. 54 два рассольных насоса рабочих и один резервный Зк-45/30а.

**Пример 10.** Подобрать аммиачные потолочные ребристые однорядные батареи для камеры, если дано:  $Q_0 = 20\,000$  Вт;  $t_b = -20$  °С. Длина камеры 24 м, ширина камеры 12 м.

Коэффициент теплопередачи принимаем по табл. 40 при шаге ребер 30 мм.  $k = 4,7$  Вт/(м<sup>2</sup> · К).

Площадь теплопередающей поверхности батарей

$$F = Q_0 / (k\theta) = 20\,000 / (4,7 \cdot 10) = 425 \text{ м}^2.$$

Собираем батарею из четырехтрубных секций СЗГ + СС5 + СЗХ.

Согласно данным табл. 39 длина батареи  $2,75 + 3,0 \cdot 5 + 2,75 = 20,5$  м, площадь поверхности охлаждения  $f_6 = 13,7 + 15,7 \cdot 5 + 13,7 = 105,9$  м<sup>2</sup>.

Число батарей, устанавливаемых в камере,  $n_6 = F/f_6 = 425/105,9 = 4$  шт.

Таким образом, в каждом шестиметровом пролете потолка камеры можно смонтировать по две потолочные батареи шириной 1 м.

**Пример 11.** Определить площадь теплопередающей поверхности аммиачного воздухоохладителя из оребренных труб и объемную подачу вентилятора для камеры хранения охлажденного груза. Тепловой поток воздухоохладителя  $Q_0 = 45\,000$  Вт; температура воздуха в камере 0 °С, скорость воздуха 5 м/с.

1. Температура воздуха, поступающего в воздухоохладитель,  $t_{b1} = +2$  °С, относительная влажность  $\phi_1 = 80$  % (в воздухоохладитель поступает воздух из верхних слоев камеры, поэтому температура его выше средней температуры камеры).

2. Температура воздуха на выходе из воздухоохладителя  $t_{b2} = -2$  °С.

3. Температура кипения аммиака на 10 °С ниже средней температуры воздуха:  $t_0 = -10$  °С.

4. В диаграмме  $i-d$  строим процесс охлаждения воздуха. По данным п. 1 находим точку 1 (см. приложение 19), параметры которой определяют состояние воздуха, поступающего в воздухоохладитель,  $i_1 = 11,5$  кДж/кг.

Принимаем температуру воздуха у охлаждающей поверхности труб на 0,5 °С выше температуры кипения аммиака  $t_F = -9,5$  °С. По  $t_F = -9,5$  °С и  $\phi = 100$  % определяем точку 3. Пересечение прямой 1-3 и изотермы  $t_{b2} = -2$  °С дает точку 2, параметры которой характеризуют состояние воздуха на выходе из воздухоохладителя:  $i_2 = 5,5$  кДж/кг;  $\rho = 1,30$  кг/м<sup>3</sup>.

5. Для ребристого аммиачного воздухоохладителя с нижней подачей аммиака, при  $\omega = 5$  м/с коэффициент теплопередачи принимаем  $k = 15,2$  Вт/(м<sup>2</sup> · К).

6. Площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя

$$F = 45 \cdot 10^3 / (15,2 \cdot 10) = 296 \text{ м}^2.$$

7. Объемная подача воздуха

$$V = 45 / [1,3(11,5 - 5,5)] = 5,77 \text{ м}^3/\text{с}.$$

По табл. 44 подбираем три воздухоохладителя АВП-046/3-8-100 с частотой вращения вентиляторов 24 с<sup>-1</sup>, площадью теплопередающей поверхности 100,6 м<sup>2</sup>, объемной подачей воздуха 2,92 м<sup>3</sup>/с.

## Глава 7

# ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ, АРМАТУРА И ТРУБОПРОВОДЫ

### 7.1. РЕСИВЕРЫ

**Основные сведения.** Ресивером называют сосуд для сбора жидкого хладагента. В схеме холодильной машины ресиверы бывают четырех видов: линейные, дренажные, циркуляционные и защитные.

*Линейный ресивер* устанавливают на стороне высокого давления после конденсатора. Он освобождает от жидкости поверхность конденсатора и создает равномерный поток жидкого хладагента к регулирующему вентилю. Кроме того, линейный ресивер служит хорошим сборником воздуха и масла. В линейном ресивере создается запас аммиака, обеспечивающего нормальную работу холодильной установки. Он представляет собой горизонтальный цилиндрический сосуд 1, который снабжен штуцерами для входа 4 и выхода 7 жидкого хладагента (рис. 109). В нижней части аммиачного ресивера приварен маслосборник 10, откуда периодически выпускается масло. Ресивер имеет штуцеры для уравнительной линии 5 и выпуска воздуха 8, а также манометр 3, предохранительный клапан 6, указатель уровня жидкости 2.

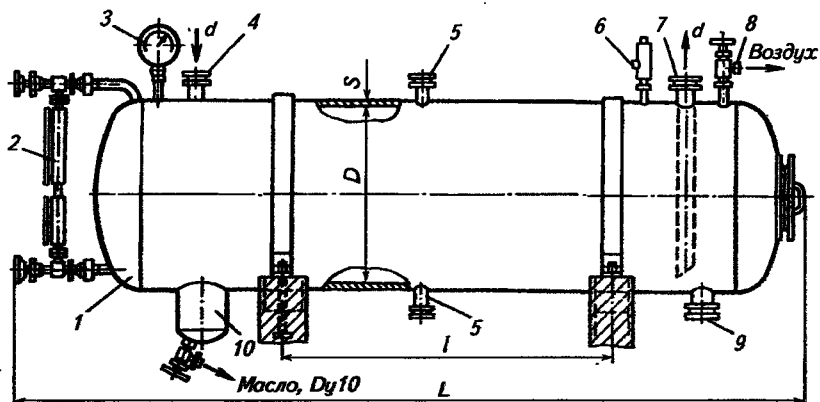
*Дренажный ресивер* РД устанавливают на стороне низкого давления. Он служит для временного слива жидкого хладагента из батарей непосредственного охлаждения на период оттаивания инея горячими парами или ремонта и испытания батарей.

*Циркуляционный ресивер* применяют в аммиачных холодильных установках с принудительной подачей жидкости в приборы охлаждения. Его устанавливают на стороне низкого давления. В циркуляционном ресивере накапливается определенное количество жидкого аммиака для бесперебойной работы аммиачного насоса, присоединяемого к соответствующим патрубкам. Вертикальный ресивер типов РДВ и РЦВ показан на рис. 110, а, горизонтальный ресивер типа РЦЗ — на рис. 110, б.

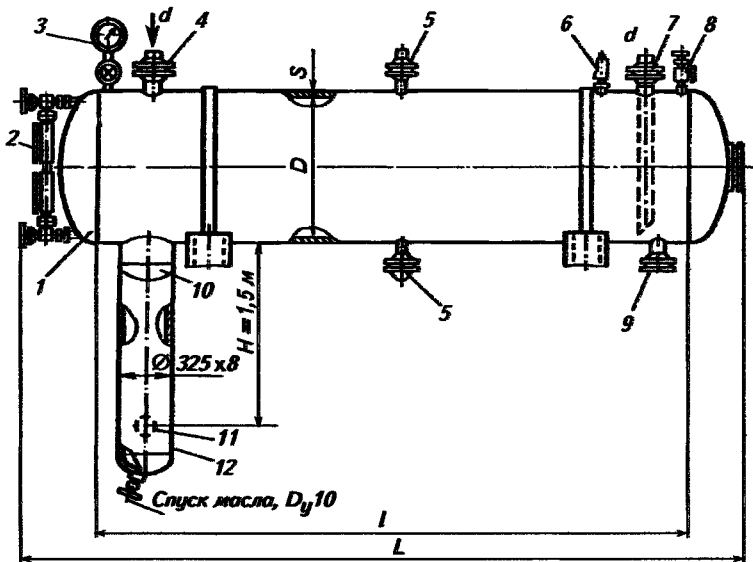
*Защитные ресиверы* также устанавливают на стороне низкого давления. Они служат для слива неиспарившейся жидкости из отделителей жидкости в безнасосных схемах.

Компаундно-циркуляционные ресиверы (РКЦ) выполняют одновременно функции промежуточного сосуда в двухступенчатых схемах, циркуляционных ресиверов при насосной подаче жидкого аммиака в приборы охлаждения, работающие при промежуточной температуре кипения хладагента, и защитных ресиверов на всасывании компрессоров ступени высокого давления.

При использовании горизонтальных ресиверов марки РД в качестве циркуляционных и защитных дополнительно устанавливают от-



a



б

**Рис. 109. Ресиверы горизонтальные типа РД:**

*a* — без стойки; *б* — со стойкой; 1 — сосуд; 2 — указатель уровня; 3 — манометр; 4, 7 — для входа и выхода хладагента; 5 — патрубки для уравнивающей линии; 6 — предохранительный клапан; 8 — вентиль для подключения к воздухоотделителю; 9, 11 — патрубки для присоединения к циркуляционному насосу; 10 — маслосборник; 12 — стойка

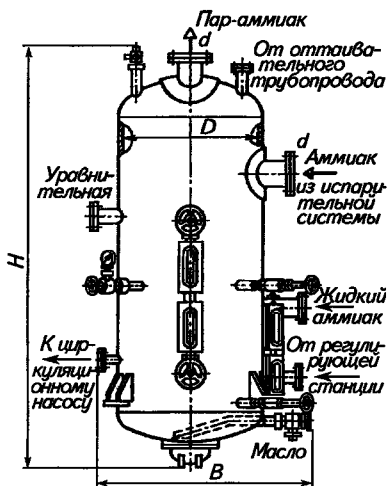
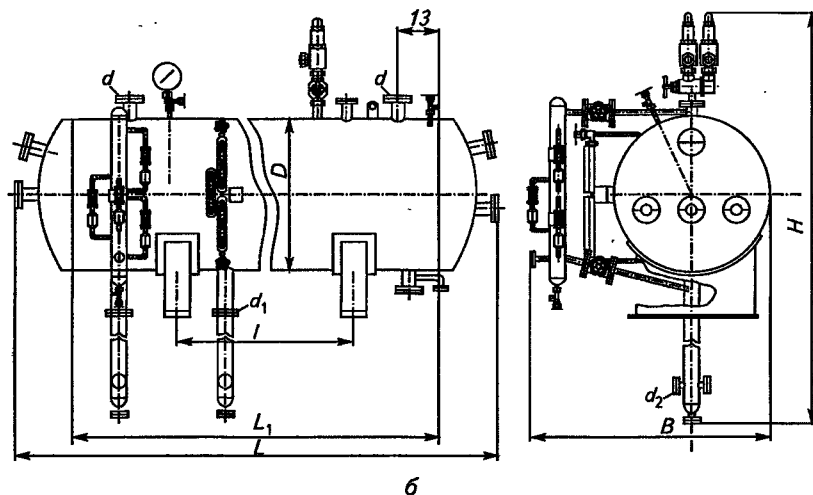


Рис. 110. Ресиверы циркуляционно-защитные:

*a* — типа РДВ и РЦВ; *б* — типа РЦЗ; *d* — патрубки для входа парожидкостной смеси и выхода паров к отделителю жидкости; *d*<sub>1</sub> — патрубок для входа жидкости в стояк; *d*<sub>2</sub> — патрубок для выхода жидкости к насосу



делитель жидкости. С вертикальными ресиверами РДВа отделители жидкости не применяют, так как РДВа сами выполняют функции отделителя жидкости. Для создания необходимого подпора жидкого аммиака на входе в циркуляционный насос и увеличения полезно используемого объема циркуляционные ресиверы РД и РДВа дополняют стояками 12 из стальной трубы диаметром  $D_y = 250 \div 300$  мм, высотой 1,5...2,5 м. К стояку приваривают патрубки для присоединения всасывающей стороны циркуляционного насоса, слива масла и подключения контрольно-измерительных приборов.

Характеристики линейного, дренажно-циркуляционного и защитного горизонтального ресиверов приведены в табл. 46.

46. Основные технические данные ресиверов типа РД

Типоразмер	Вместимость, м <sup>3</sup>	Габаритные и установочные размеры, мм				Масса, кг
		D×S	L	l	d	
0,75РД	0,77	600×6	3020	900	32	340
1,5РД	1,65	800×8	3610	1050	50	670
2,5РД	2,49	800×8	5610	2070	50	990
3,5РД	3,41	1000×8	4680	1500	65	1160
5,0РД	5,58	1200×10	5370	1900	65	1835
РУФ-1*	1,0	688×8	3680	1300		470

\* РУФ-1 — фреоновый ресивер.

Горизонтальные ресиверы занимают много места и вследствие большой поверхности зеркала жидкости плохо автоматизируются. Удобнее в этом отношении применять вертикальные ресиверы РДВ и РЦВ, устройство которых показано на рис. 110, а — характеристики даны в табл. 47.

47. Основные технические данные ресиверов типа РДВ и РЦВ

Типоразмер	Вместимость, м <sup>3</sup>	Габаритные и установочные размеры, мм				Масса, кг
		D×S	H	B	d	
1,5РДВ	1,40	800×8	3300	1110	150	680
2,5РДВ	2,70	1000×8	3900	1270	150	1175
3,5РДВ	3,40	1200×10	3500	1440	200	470
5,0РДВ	4,50	1200×10	4500	1440	200	1770
1,5РЦВ	1,50	800×8	4580	1110	150	784
2,5РЦВ	2,75	1000×8	5200	1270	150	1320
3,5РЦВ	3,45	1200×10	4820	1440	200	1615
5,0РЦВ	4,56	1200×10	5820	1440	200	1938

В настоящее время наряду с приведенными типами выпускают ресиверы линейно-дренажные (РЛД) (табл. 48), циркуляционно-защитные (РЦЗ) (табл. 49, рис. 110, б) и компаундно-циркуляционные (РКЦ) горизонтального типа.

48. Основные технические данные ресиверов типа РЛД

Типоразмер	Вместимость, м <sup>3</sup>	Габаритные и установочные размеры, мм						Масса, кг	
		D (диаметр)	H (высота)	B (ширина)	L (длина)	L <sub>1</sub>	l		d
РЛД-1,25	1,25	1020×10	2170	1810	2100	1250	450	80	940
РЛД-2	2,0	1020×10	2010	1810	2900	2200	1200	80	1130
РЛД-4	4,0	1220×12	2700	2000	3840	3000	1800	125	1870
РЛД-8	8,0	1600×12	3100	2360	4550	3300	1800	125	3440
РЛД-12,5	12,5	1600×12	3100	2360	6550	5300	2600	125	4400
РЛД-16	16,0	2000×14	3700	2760	5700	4200	2000	150	5740
РЛД-20	20,0	2000×14	3700	2760	6900	5400	2600	150	6580

### 49. Основные технические данные ресиверов типа РЦЗ

Типоразмер	Вместимость, м <sup>3</sup>	Габаритные и установочные размеры, мм								Масса, кг	
		<i>D</i> (диаметр)	<i>H</i> (высота)	<i>B</i> (шина)	<i>L</i> (длина)	<i>L</i> <sub>1</sub>	<i>l</i>	<i>d</i>	<i>d</i> <sub>1</sub>		<i>d</i> <sub>2</sub>
РЦЗ-1,25	1,25	1020×10	3900	1630	2090	1250	450	125	125	50	940
РЦЗ-2	2,0	1020×10	4150	1630	3090	2200	1100	150	150	50	1220
РЦЗ-4	4,0	1220×12	4400	1830	4020	3000	1600	200	200	65	1950
РЦЗ-8	8,0	1600×12	5000	2500	4780	3300	1800	250	250	80	3771
РЦЗ-12,5	12,5	1600×12	5000	2400	6800	5300	3700	300	300	80	4999
РЦЗ-16	16,0	2000×14	6700	2600	5900	4200	2400	350	300	80	6504
РЦЗ-20	20,0	2000×14	6700	2600	7100	5400	3000	350	300	80	7348

**Подбор ресиверов.** Ресиверы подбирают по объему, который определяют в зависимости от назначения ресивера при условии его заполнения согласно схеме (рис. 111, *a—e*).

**Вместимость линейного ресивера (м<sup>3</sup>):**

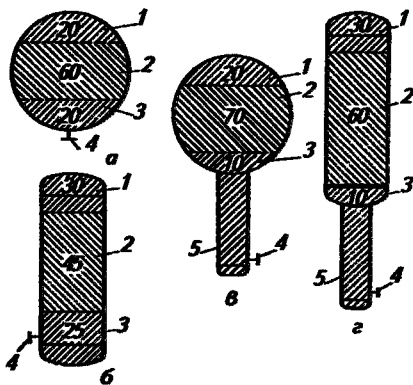
**а)** в автоматизированных насосно-циркуляционных системах с верхней подачей аммиака в приборы охлаждения

$$V_{л.р} = 0,3(V_6 + V_{во})/0,8;$$

**б)** в автоматизированных насосно-циркуляционных системах с нижней подачей аммиака в приборы охлаждения и безнасосных системах

$$V_{л.р} = 0,45(V_6 + V_{во})/0,8,$$

где  $V_6$  — геометрический объем труб батарей, м<sup>3</sup>;  $V_{во}$  — геометрический объем труб воздухоохлаждателей, м<sup>3</sup>;



**Рис. 111.** Расчетные схемы заполнения циркуляционных ресиверов:

*a* — горизонтального; *б* — вертикального; *в* — горизонтального со стояком; *г* — вертикального со стояком. 1 — паровое пространство ресивера  $V_{п.р}$ , %; 2 — объем для приема жидкого аммиака из испарительной системы  $V_{л.а}$ , %; 3 — рабочее заполнение ресивера  $V_{р.з}$ , %, 4 — жидкостный патрубок к насосу; 5 — жидкостный стояк

в) в безнасосных аммиачных схемах с верхним расположением отделителя жидкости и в хладоновых установках

$$V_{л.р} = (1/2 \dots 1/3) m_{д} v_3 / 0,8,$$

где  $(1/2 \dots 1/3) m_{д}$  — массовый расход хладагента, проходящего через ресивер, кг/ч;  $v_3$  — удельный объем жидкости при  $t_k$ , м<sup>3</sup>/кг.

В рассольных системах вместимость линейного ресивера должна соответствовать вместимости испарителей по аммиаку.

Вместимость дренажного ресивера должна соответствовать максимальной вместимости одного из аппаратов, например циркуляционного ресивера или наиболее аммиакоемких батарей одной из камер холодильника. В последнем случае вместимость дренажного ресивера  $V_{д.р}$  определяется по формуле

$$V_{д.р} = (F_6 \frac{v}{f} \alpha) / 0,8 = L_6 v \alpha / 0,8,$$

где  $F_6$  — площадь поверхности всех батарей камеры, м<sup>2</sup>;  $v$  — объем 1 м трубы, м<sup>3</sup> (см. табл. 38);  $f$  — площадь поверхности 1 м трубы, м<sup>2</sup> (см. табл. 38);  $\alpha$  — норма заполнения батарей жидким хладагентом: при верхней подаче  $\alpha = 0,3$ , а при нижней подаче  $\alpha = 0,7$ ;  $L_6$  — длина труб в батареях, м.

Заполнение линейных и дренажных ресиверов допускается не более чем на 80 % их объема.

Вместимость циркуляционного ресивера  $V_{ц.р}$ , (м<sup>3</sup>) в схемах с нижней подачей аммиака в приборы охлаждения:

вертикального РЦВ и РДВ

$$V_{ц.р} \geq 2,7(V_{н.г} + 0,2(V_6 + V_{во}) + 0,3V_{вс.г});$$

вертикального РЦВ со стояком и горизонтального РД, РЛД

$$V_{ц.р} \geq 2,0(V_{н.г} + 0,2(V_6 + V_{во}) + 0,3V_{вс.г});$$

горизонтального РД и РЛД со стояком

$$V_{ц.р} \geq 1,7(V_{н.г} + 0,2(V_6 + V_{во}) + 0,3V_{вс.г}).$$

В схемах с верхней подачей аммиака в приборы охлаждения:  
вертикального РЦВ

$$V_{ц.р} \geq 2,7(V_{н.г} + 0,3V_6 + 0,5V_{во} + 0,3V_{вс.г});$$

вертикального РДВ со стояком и горизонтального РД, РЛД

$$V_{ц.р} \geq 2,0(V_{н.г} + 0,3V_6 + 0,5V_{во} + 0,3V_{вс.г});$$



горизонтального РД, РЛД со стояком

$$V_{ц.р} \geq 1,7(V_{н.т} + 0,3V_6 + 0,5V_{во} + 0,3V_{вс.т}),$$

где  $V_{н.т}$  — геометрический объем нагнетательного трубопровода аммиачного насоса,  $m^3$ ;  $V_{вс.т}$  — геометрический объем трубопровода совмещенного отсоса паров и слива жидкости,  $m^3$ .

Вместимость защитных ресиверов ( $m^3$ ) определяется по формулам:

горизонтальных РД, РЦЗ

$$V_{з.р.г} \geq (V_6 + V_{во}) \cdot 0,4;$$

вертикальных РДВ

$$V_{з.р.в} \geq (V_6 + V_{во}) \cdot 0,5.$$

Циркуляционные и защитные ресиверы подбирают отдельно для каждой испарительной системы по температурам кипения.

Значения  $V_6$  и  $V_{во}$  определяют по формуле

$$V_{6(во)} = Fv/f,$$

где  $F$  — площадь поверхности батарей или воздухоохладителей,  $m^2$ .

## 7.2. МАСЛООТДЕЛИТЕЛИ И МАСЛОСОБИРАТЕЛИ

**Маслоотделители.** Если хладагент и масло ограничено растворяются друг в друге, то масло в виде пленки оседает на теплопередающей поверхности аппаратов и служит дополнительным тепловым сопротивлением, снижая коэффициент теплопередачи. Поэтому для сохранения теплового потока приходится увеличивать температурный напор между средами, повышая температуру конденсации и понижая температуру кипения хладагента. И то, и другое приводит к уменьшению холодопроизводительности и увеличению расхода электроэнергии. Для уменьшения количества масла, попадающего в теплообменные аппараты, нужно очищать от него парообразный хладагент. Для этого в установках, работающих на аммиаке, R13 и R22, на нагнетательном трубопроводе между компрессором и конденсатором устанавливают маслоотделитель. Более полное улавливание частиц масла обеспечивается тем, что пар, выходящий из компрессора, охлаждается водой или жидким хладагентом, при этом масло конденсируется и выделяется в жидком виде.

Маслоотделитель с водяным охлаждением и ректификатором показан на рис. 112, а. При входе в маслоотделитель пар резко

уменьшает скорость и изменяет свое направление. При соприкосновении со змеевиком 1, охлаждаемым водой, масло почти полностью конденсируется, а для полного отделения пара от масла имеется отбойный слой металлических или керамических колец 2. Для предотвращения конденсации хладагента в змеевик следует подавать воду, уже использованную в конденсаторе или в рубашке компрессора.

Барботажный маслоотделитель (рис. 112, б) представляет собой сварной вертикальный цилиндрический сосуд 1 со штуцерами для входа и выхода паров аммиака и для присоединения маслоотделителя к линейному ресиверу. Пар с частицами масла поступает в маслоотделитель сверху по барботажной трубе 2, конец которой опущен на 150...200 мм под слой жидкого аммиака, уровень которого в маслоотделителе поддерживается с помощью уравнильного трубопровода с линейным ресивером. Барботируя через слой жидкости, пар охлаждается, при этом парообразное масло конденсируется и как более тяжелое по сравнению с жидким аммиаком оседает на дно маслоотделителя. К барботажной трубе приварены решетчатые конические отбойники 3, в которых происходит дополнительное отделение частиц масла от паров аммиака. В таких маслоотделителях отделяется 95...97 % масла и только 3...5 % поступает в теплообменные аппараты.

Недостатки барботажных маслоотделителей — их громоздкость, сложность схемы включения, так как для эффективной работы они должны быть заглублены относительно конденсатора в среднем на 1,5 м, поэтому они не могут быть использованы в агрегатированных установках с автоматическим возвратом масла в картер компрессора. В настоящее время в агрегатированных установках применяют маслоотделители двух типов. Первый тип — циклонный с сетчатой набивкой (рис. 112, в, табл. 50). Такой маслоотделитель имеет корпус 1, внутри которого размещены: сетчатая набивка 2 и спиральный направляющий аппарат на цилиндрической вставке 3. Пар проходит сначала через слой сетчатой набивки, а затем, двигаясь вниз по спиральной направляющей, получает вращательное движение. В результате действия центробежной силы капли масла выделяются из потока пара и оседают на стенках корпуса. При выходе из спирального направляющего аппарата направление движения потока меняется на 180° и пар поступает по внутренней трубе снизу вверх к выходному патрубку. Отделившееся масло собирается в нижней части корпуса, откуда с помощью поплавкового устройства 4 отводится в картер компрессора.

В циклонном маслоотделителе второго типа насадка отсутствует (рис. 112, г). Пар подводится тангенциально в верхнюю часть кольцевого пространства между внешним кожухом 1 и цилиндрической вставкой 2 спирального направляющего аппарата 3, перемещается по спирали вниз, аналогично предыдущей конструкции

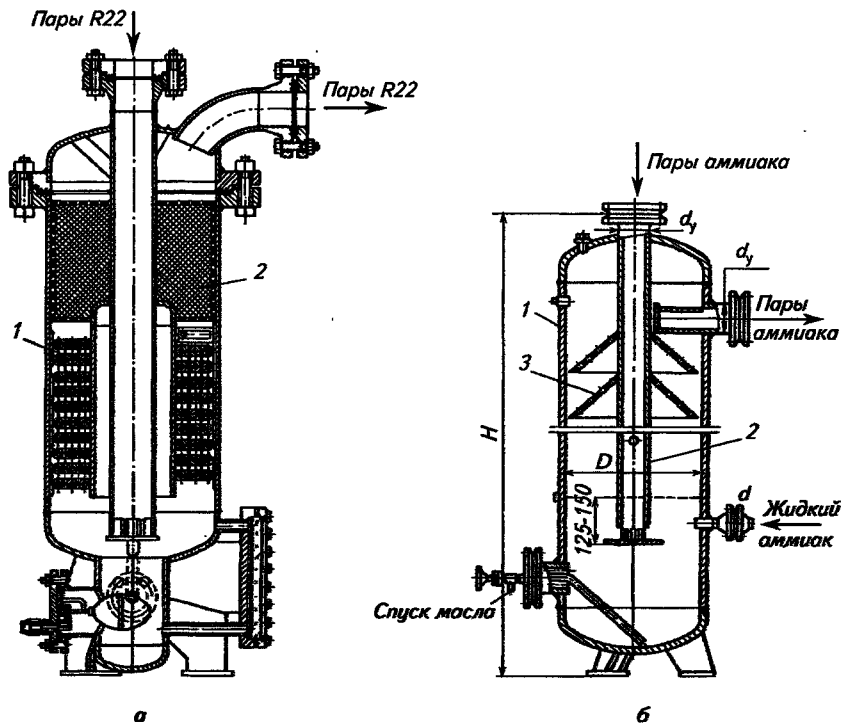


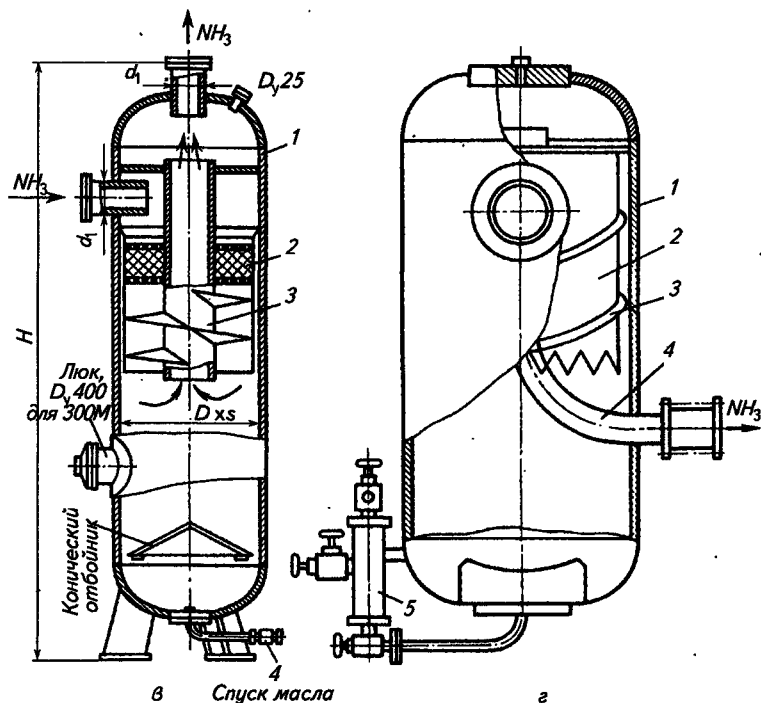
Рис. 112. Масло-

*a* — с водяным охлаждением: 1 — змеевик; 2 — керамические кольца; *б* — барботажный: 1 — сопелка, 3 — цилиндрическая вставка; 4 — поплавковое устройство; *г* — циклонный без насадки:

### 50. Основные технические данные маслоотделителей

Типоразмер	Условный проход нггудера (ход и выход пара) $d$ , мм	Диаметр корпуса $D \times s$ , мм	Высота $H$ , мм	Объем, $m^3$	Масса, кг
50 MA	50	273×8	1335	0,043	98
80 MA	80	325×9	1440	0,065	139
100 MA	100	426×9	1760	0,173	220
125 M	125	500×8	1945	0,278	256
150 M	150	600×8	2305	0,492	403
200 M	200	700×8	2410	0,707	535
300 M	300	1200×12	3555	0,330	1780
100 OMM	100	426×9	1850	0,174	223
125 OMM	125	500×6	2125	0,320	275
150 OMM	150	600×8	2650	0,780	359
200 OMM	200	700×8	2750	0,830	520
65 MO	65	325×9	1100	0,063	108
100 MO	100	325×9	1100	0,063	130
80 ЦМО	80	500×6	1210	0,170	158
2 ЦМО 100	100	600×8	1690	0,140	228

Примечание. Маслоотделители марки OMM — барботажные, остальные — циклонные.



**отделители:**

суд; 2 — барботажная труба; 3 — отбойник; в — циклонный с сетчатой набивкой: 1 — корпус, 2 — кожух, 2 — вставка, 3 — направляющий аппарат; 4 — труба; 5 — поплавковое устройство

меняет направление на  $180^\circ$  и направляется вверх, где направление движения потока пара изменяется еще раз на  $180^\circ$ , и по центральной трубе 4 пар удаляется из маслоотделителя в конденсатор. Масло из нижней части корпуса возвращается через поплавковое устройство 5 в картер компрессора. Такие маслоотделители достаточно эффективны; содержание масла в паре маслоотделителя не превышает  $2 \text{ мл/м}^3$  при скорости пара  $6...6,5 \text{ м/с}$ .

Маслоотделители подбирают по диаметру нагнетательного штуцера компрессора.

**Маслособиратели.** Сливать масло непосредственно из маслоотделителя при давлении конденсации опасно, так как вместе с маслом выпускается часть хладагента. Поэтому в аммиачных холодильных установках устанавливают маслособиратели, предназначенные для спуска масла из маслоотделителя и маслоотстойников всех аппаратов и выпуска его наружу. Маслособиратель типа МЗС (рис. 113 и табл. 51) — это вертикальный цилиндрический стальной сосуд, снабженный угловыми вентилями

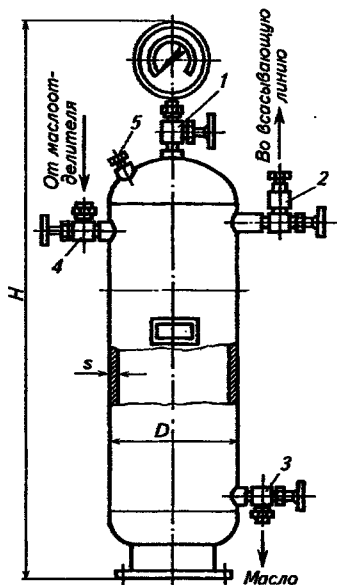


Рис. 113. Маслособиранитель типа МЗС:

1, 2, 4 — вентили для присоединения соответственно к манометру, всасывающей стороне компрессора, маслоотделителю; 3 — вентиль для спуска масла; 5 — пробка

для присоединения к маслоотделителю 4, всасывающей стороне компрессора 2 и к манометру 1. Нижний вентиль 3 служит для спуска масла при давлении не более чем на 0,01...0,02 МПа (0,1...0,2 кгс/см<sup>2</sup>) выше атмосферного, после отсасывания паров аммиака через сосуд для отделения жидкости. Это устраняет потери аммиака и гарантирует безопасное обслуживание аппарата. Отверстие с пробкой 5 служит для залива масла. На маслособиранителях устанавливают мановакуумметры.

#### 51. Основные технические данные маслособиранителей типа МЗС

Типоразмер	Диаметр корпуса $D_{кс}$ , мм	Высота $H$ , мм	Объем, м <sup>3</sup>	Масса, кг
10 МЗС	159×4,5	720	0,01	16
60 МЗС	325×8	1200	0,06	81

Условное обозначение: МЗ — маслосборный; С — сосуд, цифра перед буквами — вместимость сосуда, л.

### 7.3. ОТДЕЛИТЕЛИ ЖИДКОСТИ

Отделители жидкости применяют в аммиачных холодильных установках для отделения жидкости от пара, полученного при дросселировании, и пара от унесенных из испарителя капель жидкости, вследствие чего обеспечивается «сухой ход» компрессора. В отделителе жидкости (рис. 114 и табл. 52) — сварном вертикальном сосуде — в результате резкого изменения направления движения и уменьшения скорости пара до 0,5 м/с жидкий аммиак и масло выпадают на дно сосуда. При этом пары аммиака осушаются и из верхней части отделителя отсасываются компрессором, а жидкость, имеющая большую удельную массу, собирается внизу и поступает затем в испарительную систему. К нижней части сосуда приварен маслосборник, где собирается выделившееся из хлада-

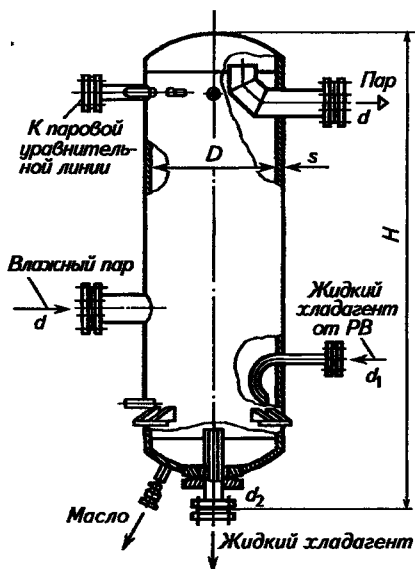


Рис. 114. Отделитель жидкости

гента масло; его периодически выпускают. Во избежание стока масла в испарительную систему жидкостная труба входит на некоторую высоту внутрь сосуда. В отделителях жидкости ОЖМ в нижней части установлен змеевик для обогрева горячим паром хладагента в период слива масла.

#### 52. Основные технические данные отделителей жидкости

Типоразмер	Диаметр корпуса $D \times s$ , мм	Высота $H$ , мм	Диаметры штуцеров, мм			Масса, кг
			$d$	$d_1$	$d_2$	
70 ОЖВ	426×9	1725	70	20	40	185
100 ОЖГ	500×8	2060	100	32	40	244
125 ОЖГ	600×8	2100	125	32	80	310
150 ОЖГ	800×8	2710	150	50	80	540
200 ОЖГ	1000×10	2815	200	50	125	940
250 ОЖМ	1000×10	2935	250	32	50	960
300 ОЖМ	1200×12	3045	300	50	50	1370

Условное обозначение: цифры перед буквами — диаметр штуцеров для входа и выхода пара; О — отделитель; Ж — жидкость; В — вертикальный; Г, М — условное обозначение исполнения.

Отделители жидкости устанавливают на всасывающей линии компрессора как выше заливаемых приборов охлаждения, так и

ниже их. В последнем случае жидкость в приборы охлаждения подается аммиачным насосом. Снаружи аппарат покрывают тепловой изоляцией.

Отделители жидкости подбирают по диаметру всасывающего патрубка компрессора.

#### 7.4. ПРОМЕЖУТОЧНЫЕ СОСУДЫ

Промежуточные сосуды применяют в холодильных установках двухступенчатого сжатия для охлаждения паров хладагента после сжатия в первой ступени до температуры, соответствующей промежуточному давлению или практически до  $t_{вс} = t_{пр} + 5...10^{\circ}\text{C}$ .

Промежуточный сосуд для аммиака типа ПС<sub>3</sub> (рис. 115, а) представляет собой стальной цилиндр 1 с верхним и нижним доньшками и штуцерами для входа и выхода паров аммиака и жидкости. Пар из компрессора первой ступени (ЦНД) по центральной, барботажной трубе 2 поступает под уровень жидкого аммиака

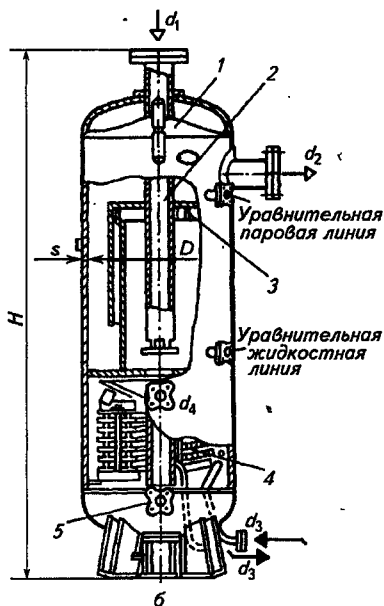
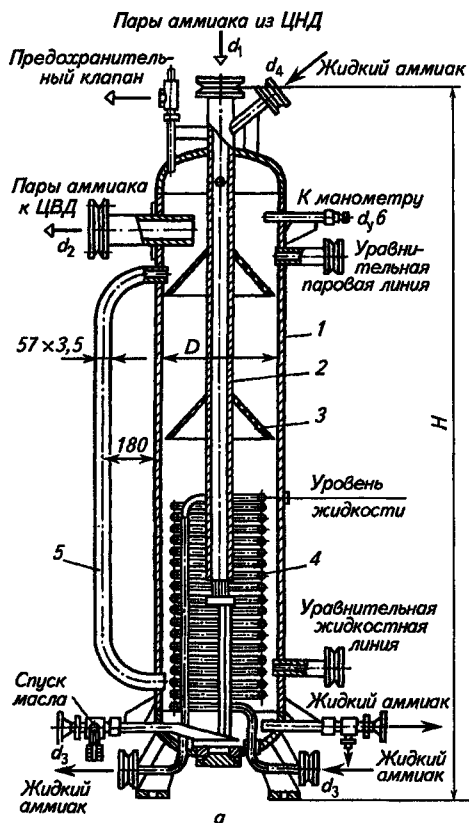


Рис. 115. Промежуточные сосуды:

а — типа ПС<sub>3</sub>; б — типа СПА: 1 — цилиндр; 2 — барботажная труба; 3 — отбойник; 4 — змеевик; 5 — указатель уровня

и при этом охлаждается; освобожденный от частиц масла, он поднимается вверх, проходит через конусные перфорированные отбойники 3, где улавливаются капли жидкого аммиака, и через боковой штуцер отсасывается цилиндром высокого давления. Жидкий аммиак после первого регулирующего вентиля при промежуточном давлении и промежуточной температуре поступает в верхнюю часть барботажной трубы и стекает, частично выкипая при охлаждении пара, в нижнюю часть сосуда, где имеется змеевик 4, в котором поступающий из конденсатора или линейного ресивера жидкий аммиак охлаждается почти до промежуточной температуры  $t_{3м} = t_{пр} + (2...3) ^\circ\text{C}$ , а затем направляется к регулирующему вентилю. Промежуточные сосуды снабжаются манометром, предохранительным клапаном, указателем уровня 5. В нижней части сосуда имеется угловой вентиль диаметром 10 мм для выпуска масла.

На рис. 115, б показан промежуточный сосуд типа СПА, которым комплектуются современные двухступенчатые агрегаты. Характеристики промежуточных сосудов приведены в табл. 53.

53. Основные технические данные промежуточных сосудов

Типо-размер	Диаметр корпуса $D \times s$ , мм	Высота $H$ , м	Условные проходы патрубков, мм				Площадь теплопередающей поверхности змеевика, $\text{м}^2$	Объем аппарата, $\text{м}^3$	Масса, кг
			на входе пара $d_1$	на выходе пара $d_2$	на выходе и входе жидкости в змеевик $d_3$	впрыска жидкости $d_4$			
40ПС <sub>3</sub>	426×9	2390	70	70	20	20	1,75	0,22	330
60ПС <sub>3</sub>	600×6	2800	150	125	32	32	4,3	0,67	570
80ПС <sub>3</sub>	800×6	2920	150	150	32	32	6,3	1,15	800
100ПС <sub>3</sub>	1000×8	2940	200	200	50	40	8,6	1,85	1230
120ПС <sub>3</sub>	1200×10	3640	300	300	50	40	10,0	3,3	1973
СП600	600×8	2215	100	100	25	20	—	0,514	450
СП800	800×8	2990	150	150	32	32	—	1,15	895

Промежуточные сосуды подбирают по диаметру нагнетательного патрубка ЦНД или по поверхности змеевика ( $\text{м}^2$ ):

$$F_{3м} = Q_{3м} / (k \theta),$$

где  $Q_{3м} = m_1 (i_5 - i_7)$  (см. рис. 22);  $k = 580...700 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  — коэффициент теплопередачи змеевика.

## 7.5. ВОЗДУХООТДЕЛИТЕЛИ

В системе холодильной установки вместе с хладагентом могут находиться различные газы, не конденсирующиеся при давлениях и температурах, имеющих место в холодильных машинах. Так как главная часть этих газов — воздух, то их называют воздухом.



Воздух попадает в систему следующим образом: 1) при вскрытии компрессоров и аппаратов во время ремонта; 2) при давлениях в испарительной системе ниже атмосферного; 3) при работе компрессора с закрытым всасывающим вентиляем засасывается через сальник; 4) некоторое количество воздуха остается в системе после ее монтажа; 5) во время первоначального заполнения системы хладагентом.

Воздух обычно скапливается в конденсаторе и линейном ресивере и вызывает повышение давления в конденсаторе и уменьшение коэффициента теплопередачи конденсатора, что уменьшает холодопроизводительность установки и повышает расход электроэнергии. Для выпуска его из системы служат воздухоотделители различных конструкций. Наиболее простой по устройству — двухтрубный, устанавливаемый над линейным ресивером ВТ-1 (см. рис. 116, а). Воздушно-аммиачная смесь поступает из линейного ресивера в кольцевое межтрубное пространство через патрубков 5, а во внутреннюю трубу через регулирующий вентиль 3 поступает жидкий хладагент, который, испаряясь, охлаждает воздушно-аммиачную смесь. Образовавшиеся пары хладагента через вентиль 1 отсасываются через отделитель жидкости компрессором. Соприкасаясь с холодной поверхностью внутренней трубы, воздушно-аммиачная смесь охлаждается, пар конденсируется и таким образом отделяется от воздуха, который с небольшим количеством несконденсировавшегося пара выпускается через вентиль 2 в атмосферу через сосуд с водой, а конденсат по патрубку 5 отводится в линейный ресивер. Для улучшения теплоотдачи от смеси к внутренней трубе ее наружную поверхность оребряют проволокой. Недостатки двухтрубного воздухоотделителя ВТ-1 — повышенная потеря хладагента из-за недостаточного охлаждения смеси и неполной конденсации пара из-за притока теплоты через внешнюю трубу и невозможность автоматизации работы аппарата.

Для более полного отделения аммиака от воздуха в конструкции воздухоотделителя должно быть несколько ступеней прохождения воздушно-аммиачной смеси. Этому требованию удовлетворяет автоматический воздухоотделитель марки АВ-4 (рис. 116, б), разработанный ВНИКТИхолодпромом. Он состоит из двух сосудов, расположенных один в другом. Во внутреннем сосуде 6 размещены два змеевика 4 и 8 и вертикальная трубка 9. Вверху сосуд 7 приварен к сосуду 6. Змеевик 4 одним концом приварен к верхней части сосуда 6, а другим — к его дну и сообщается с пространством между двумя сосудами. Трубка 9 вварена в верхнюю часть боковой стенки сосуда 6 и его дно. Внизу к ней приварен змеевик 8, верхний конец которого выведен наружу и соединяется с клапаном 12 для выпуска воздуха. К змеевику 4 присоединен угловой вентиль 1, к которому подводится трубопровод от конденсатора и линейного ресивера с воздушно-аммиачной смесью. От верхней

части сосуда 6 отходит трубка 3, соединенная со всасывающей линией компрессора. Для питания воздухоотделителя жидким аммиаком ко дну сосуда 1 приварена трубка 10. Аммиак поступает от распределительной станции автоматически с помощью поплавкового регулятора 5.

Воздухоотделитель работает следующим образом: воздушно-аммиачная смесь через вентиль поступает в змеевик 4, в который частично конденсируются пары аммиака. Конденсат с температурой, близкой к температуре жидкости в сосуде 6, скапливается в пространстве между сосудами. Выходящая из змеевика воздушно-аммиачная смесь с меньшим содержанием аммиака барботирует через скопившийся жидкий аммиак, поднимается между холодными стенками сосудов, опускается по трубке 9 и поднимается по змеевику 8. На всем пути аммиак конденсируется из смеси, т. е. воздух отделяется от аммиака. Конденсат сливается по трубке 9 из змеевика 8 в пространство между сосудами, откуда автоматически удаляется в коллектор распределительной станции через поплавковый регулятор 11, а воздух выпускается из верхней части змеевика 8 через клапан 12 в атмосферу через воду. Мембранный клапан 2 открывает линию выпуска воздуха при достижении во всасывающей линии воздухоотделителя давления, соответ-

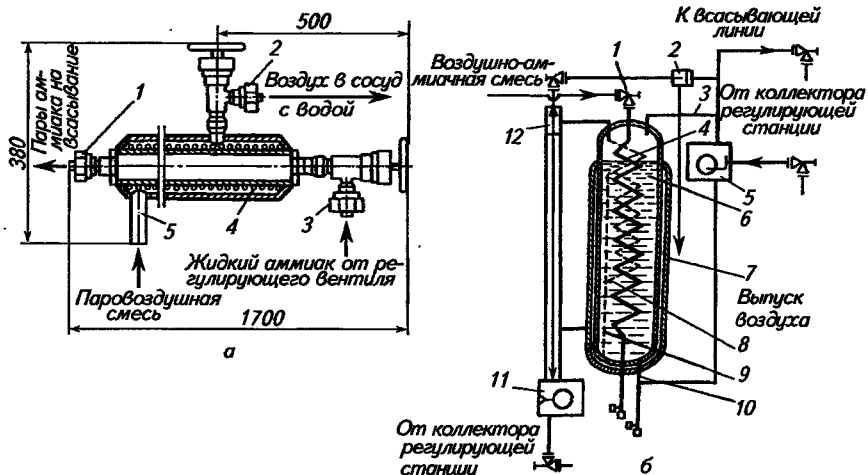


Рис. 116. Воздухоотделители:

*а* — двухтрубный: 1 — вентиль для отсоса паров хладагента; 2 — вентиль для выпуска воздуха в атмосферу через воду; 3 — регулирующий вентиль; 4 — внутренняя оребренная труба; 5 — патрубков для подвода паровоздушной смеси и отвода конденсата; *б* — автоматический АВ-4: 1 — вентиль; 2 — мембранный клапан; 3, 9, 10 — трубки; 4, 8 — змеевики; 5, 11 — поплавковые регуляторы; 6, 7 — сосуды; 12 — клапан для выпуска воздуха

ствующего температуре кипения  $-25^{\circ}\text{C}$  и ниже, так как при этой температуре достигается максимальное отделение воздуха от паров аммиака. Один воздухоотделитель АВ-4 может обслуживать установку холодопроизводительностью до 1,7 млн Вт. Его размеры  $1000 \times 560 \times 310$  мм, масса 57 кг. Воздухоотделитель заключен в металлический кожух, заполненный теплоизоляцией — вспученным гранулированным стиропором.

## 7.6. ФИЛЬТРЫ, ОСУШИТЕЛИ

Фильтры бывают паровые (газовые), жидкостные и масляные.

*Газовый фильтр* — грязеуловитель (рис. 117, а) — устанавливается на всасывающей стороне компрессора в непосредственной близости от него для защиты цилиндров от попадания в них загрязнений (ржавчины, окалины), которые создают риски и задиры на зеркале цилиндра. Он состоит из сварного корпуса с двумя штуцерами, расположенными под углом  $90^{\circ}\text{C}$ , и крышки. В корпус 1 вставлен фильтрующий патрон, обтянутый двойной мелкой стальной сеткой 2 на каркасе, который при снятой крышке 3 можно вынуть для очистки. По бокам корпуса предусмотрены два штуцера для подключения манометров для измерения давления внутри фильтрующего патрона и снаружи. По разности давлений определяют степень загрязнения фильтра. Газовые фильтры марки Г вы-

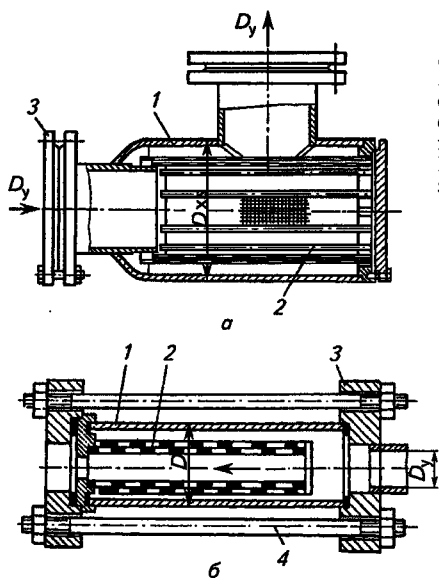
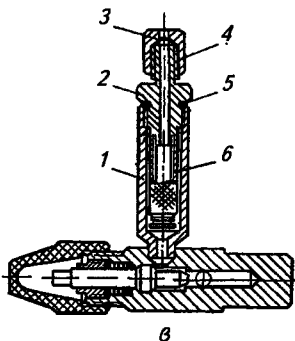


Рис. 117. Фильтры сетчатые:

а — газовый аммиачный: 1 — корпус; 2 — сетка; 3 — крышка; б — жидкостный аммиачный: 1 — корпус; 2 — фильтрующее устройство; 3 — фланец; 4 — шпилька; в — газовый для R134a: 1 — корпус; 2 — штуцер; 3 — заглушка; 4 — накидная гайка; 5 — прокладка; 6 — латунная сетка



пускают трех типоразмеров: 125Г, 200Г и 300Г. Число в марке обозначает условный проход  $D_y$ .

*Жидкостные фильтры* устанавливаются на жидкостной линии перед автоматическими приборами для защиты их от загрязнений ржавчиной и окалиной. Выпускают жидкостные фильтры типа Ф (рис. 117, б). Корпус 1 этих фильтров выполнен из бесшовного стального патрубка, внутрь которого вставлено фильтрующее устройство 2. Фильтрующее устройство представляет собой металлический каркас из перфорированного стального листа толщиной 0,8...1 мм с отверстиями диаметром 10 мм, на котором крепится мелкая фильтрующая сетка С 120. К корпусу присоединяют фланцы 3 с помощью сквозных шпилек 4. Для осмотра и промывки фильтрующего элемента его снимают с трубопровода вместе с корпусом. Выпускают фильтры типа Ф шести типоразмеров: 15 Ф, 20 Ф, 25 Ф, 30 Ф, 40 Ф, 50 Ф. На рис. 117, в показан газовый фильтр для R134a.

В аммиачных газовых и жидкостных фильтрах применяют стальные сетки с ячейками размером 0,4 мм, в фреоновых — латунные сетки с ячейками для пара 0,22 мм, для жидкости — 0,1 мм. Кроме латунных сеток используют ткани (войлок, сукно, фетр, фильтроматкаль и др.) или спекшиеся бронзовые шарики диаметром 0,2...0,3 мм.

*Фильтры-осушители* применяют во фреоновых холодильных установках для поглощения из фреона влаги, которая может попасть в систему при монтаже, ремонте или при эксплуатации, если в системе давление ниже атмосферного. В качестве материала, поглощающего влагу, используется помещенный в цилиндрический сосуд гранулированный силикагель ( $\text{SiO}_2$  — оксид кремния) с зернами 3...5 мм (рис. 118, а). Он поглощает до 40 % воды (по отношению к своей массе). Поглотительная способность силикагеля восстанавливается прокаливанием его при температуре выше 200 °С или продуванием сухого воздуха, нагретого до 200...220 °С.

Кроме силикагеля применяется алюмогель и цеолит (рис. 118, б). В холодильной технике наиболее широко применяется цеолит типа NaA<sup>-2</sup> (МРТУ 6-01-567-63). Он синтезируется в виде кристаллов размером 0,5...1 мкм и гранулируется с помощью связующего в виде таблеток 2...4 мм. По сравнению с силикагелем цеолит имеет ряд преимуществ: для осушки фреона его требуется в 2,5 раза меньше; вследствие малой зависимости адсорбционной способности от температуры осушительный патрон можно устанавливать в любой части схемы; примесь масла во фреоне не оказывает влияния на адсорбционную активность цеолита, тогда как активность силикагеля уменьшается. Недостатки цеолита — малая прочность и влагостойкость, а также взаимодействие с кислотами, образующимися в системе фреоновой холодильной машины, что уменьшает его активность.

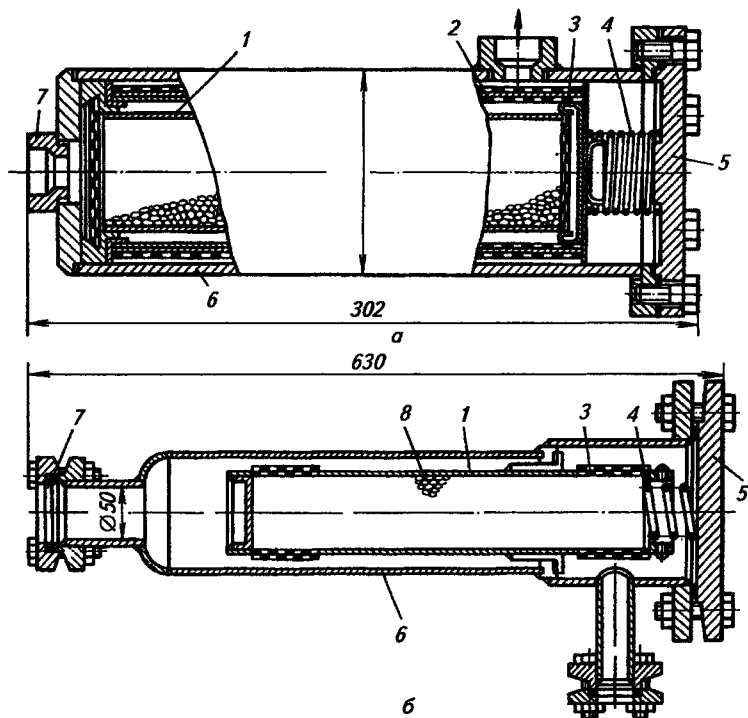


Рис. 118. Фильтры-осушители:

*a* — с силикагелем, *б* — с цеолитом: 1 — стакан; 2 — фильтрующая ткань; 3 — сетчатый каркас; 4 — пружина; 5 — крышка; 6 — корпус; 7 — штуцер; 8 — цеолит

## 7.7. НАСОСЫ

Насосы — это гидравлические машины, предназначенные для перемещения жидкостей. В холодильной установке используют центробежные насосы, в которых механическая энергия электродвигателя превращается в кинетическую и потенциальную энергию потока жидкости. Объемное количество жидкости, подаваемой насосом в единицу времени, называют *подачей* или *расходом*  $V$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ). Приращение механической энергии, получаемое каждым килограммом протекающей через насос жидкости, т. е. разность удельных энергий жидкости при входе и выходе из насоса, называют *напором*  $H$ . Напор выражается в метрах столба подаваемой жидкости или в паскалях.

**Водяные и рассольные насосы.** Для подачи воды и рассола применяют одноступенчатые центробежные насосы типа К (консольный) (рис. 119). Насос состоит из корпуса 2 с крышкой 1, рабочего ло-

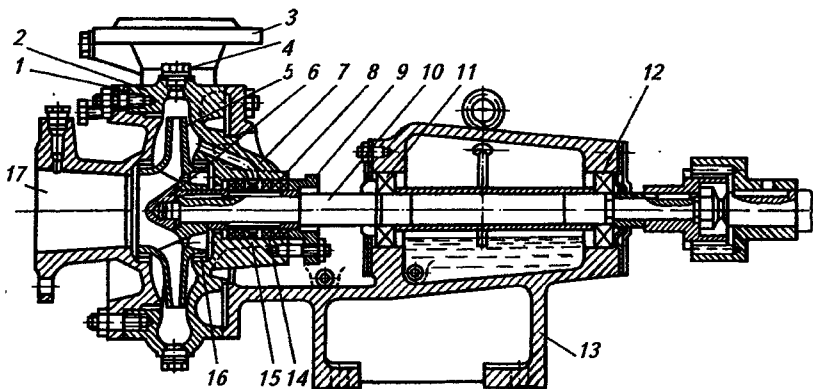


Рис. 119. Центробежный насос типа К:

1 — крышка; 2 — корпус насоса; 3 — нагнетательный патрубок; 4 — пробка; 5 — рабочее колесо; 6 — гайка; 7 — корпус уплотнения вала; 8 — набивка; 9 — грундбукса; 10 — вал; 11, 12 — шарикоподшипники; 13 — опорная стойка; 14 — уплотнение вала; 15 — гидравлическое уплотнение; 16 — уплотнительное кольцо; 17 — всасывающий патрубок

пастного колеса 5, вала 10, уплотнения вала 14, опорной стойки 13. Корпус насоса литой, чугунный. Рабочая полость корпуса выполнена в виде спирали с диффузионным каналом и нагнетательным патрубком 3, расположенным под углом  $90^\circ$  по отношению к оси насоса. Всасывающий патрубок 17, крышка 1 и рабочее колесо 5 также отлиты из чугуна. Рабочее колесо закреплено на валу с помощью шпонки и гайки 6. Уплотнение рабочего колеса осуществляется уплотнительными кольцами 16. Вал 10 стальной, опирается на шариковые подшипники 11, 12, запрессованные в опорной стойке 13. Подшипники смазываются маслом, заливаемым в корпус опорной стойки. Уплотнение вала насоса состоит из корпуса 7, грундбуксы 9, набивки 8 и кольца гидравлического управления 15. Для выпуска воздуха из рабочей полости насоса предназначено отверстие, закрытое пробкой 4. Подача водяных и рассольных насосов определяется по формулам, приведенным в подразделах 6.1 и 6.3.

Технические характеристики центробежных насосов типа К даны в табл. 54.

54. Основные технические данные центробежных насосов типа К

Марка насоса	Поддача, м <sup>3</sup> /с	Напор, кПа	Мощность электродвигателя, кВт	Габаритные размеры насоса, мм			Масса, кг
				длина	ширина	высота	
1,5к-8/196	0,0026	116	1,0	400	214	227	25
1,5к-8/19а	0,0028	140	1,7	400	214	227	25
1,5к-8/19	0,0030	174	1,7	400	214	227	25

Марка насоса	Подача, м <sup>3</sup> /с	Напор, кПа	Мощность электродвигателя, кВт	Габаритные размеры насоса, мм			Масса, кг
				длина	ширина	высота	
2к-20/18б	0,0046	120	1,7	411	227	233	27
2к-20/18а	0,0050	140	1,7	411	227	233	27
2к-20/18	0,0055	180	2,8	411	227	233	27
2к-20/30б	0,0055	200	2,8	413	267	250	28,8
2к-20/30а	0,0062	250	2,8	413	267	250	28,8
2к-20/30	0,0065	285	4,5	413	267	250	28,8
3к-45/30а	0,011	210	4,5	482	280	294	42
3к-45/30	0,014	280	7,0	482	280	294	42
4к-90/20а	0,018	185	7,0	498	292	300	44,8
4к-90/20	0,028	220	7,0	498	292	300	44,8

Примечание. Частота вращения вала электродвигателя 48,3 с<sup>-1</sup>.

**Насосы для хладагентов.** В настоящее время распространены циркуляционные схемы, в которых жидкий хладагент подается в приборы охлаждения с помощью насосов. Наиболее распространены насосы типа ЦГ — центробежные герметичные. Преимущества этих насосов перед сальниковыми — их компактность и отсутствие утечек хладагента. Насосы АГ (рис. 120) представляют собой горизонтальные моноблочные агрегаты, объединяющие центробежный насос 1 и электродвигатель 6. Насосная часть со-

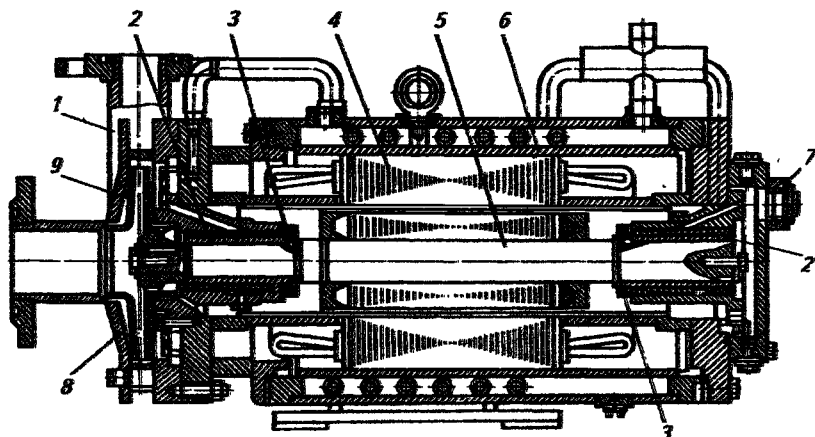


Рис. 120. Центробежный насос типа ЦГ(АГ):

1 — центробежный насос; 2 — подшипники скольжения; 3 — плита; 4 — ротор; 5 — вал; 6 — электродвигатель; 7 — штифт; 8 — корпус; 9 — рабочее колесо

стоит из рабочего колеса 9 и спирального корпуса 8. Обмотка ротора 4 электродвигателя отделена от перекачиваемой жидкости тонкостенной гильзой из коррозионно-стойкой стали. Рабочее колесо 9 насоса и короткозамкнутый ротор 4 электродвигателя закреплены на одном валу 5, вращающемся в двух графитовых подшипниках скольжения 2. Осевые усилия, действующие на ротор, воспринимаются фторопластовыми пятами 3, насаженными на вал. Смазка подшипников и охлаждение внутренней полости электродвигателя осуществляются перекачиваемой жидкостью, поступающей из напорной зоны насоса. Эта жидкость вместе с образующимся при работе насоса паром отводится в циркуляционный ресивер через штуцер 7. Все детали насосов, соприкасающиеся с рабочей жидкостью, выполнены из коррозионно- и кислото-стойкой стали. Технические характеристики насосов типа АГ приведены в табл. 55.

55. Основные технические данные центробежных насосов типа АГ

Типоразмер	Подача, м <sup>3</sup> /с	Напор столба жидкого хладагента, м	Мощность электродвигателя, кВт	D <sub>вх.</sub> , мм	D <sub>вых.</sub> , мм	Габаритные размеры, мм			Масса электронасоса, кг
						ди-на	шири-на	высо-та	
АГ-6,3/32-0(1)	0,00056	32	2,2	50	32	640	395	290	86
	0,00175	62	2,2	50	32	640	395	290	86
	0,00264	30	2,2	50	32	640	395	290	86
АГ-12,5/50-0(1)	0,0035	50	4,0	50	32	730	405	340	100
АГ-25/50-0(1)	0,0069	50	7,5	65	50	805	438	445	235

Примечания: 1. Частота вращения вала электродвигателя 50 с<sup>-1</sup>.

2. Исполнение 0 — при температурах жидкости -33...-46 °С; исполнение 1 — при температурах жидкости +25...-33 °С.

Объемная подача аммиачного насоса (м<sup>3</sup>/с)

$$V_a = m v_{ж} a,$$

где  $m$  — массовый расход хладагента, кг/с [см. подразделы 5.12 и 5.13];  $v_{ж}$  — удельный объем жидкого хладагента при  $t_0$ , м<sup>3</sup>/кг;  $a$  — кратность циркуляции хладагента, т. е. отношение массы хладагента, подаваемого в охлаждающие приборы (кг/с), к массе испаряющегося в них хладагента (кг/с), при верхней подаче жидкости в приборы охлаждения  $a = 8...10$ ; при нижней  $a = 4...5$ .

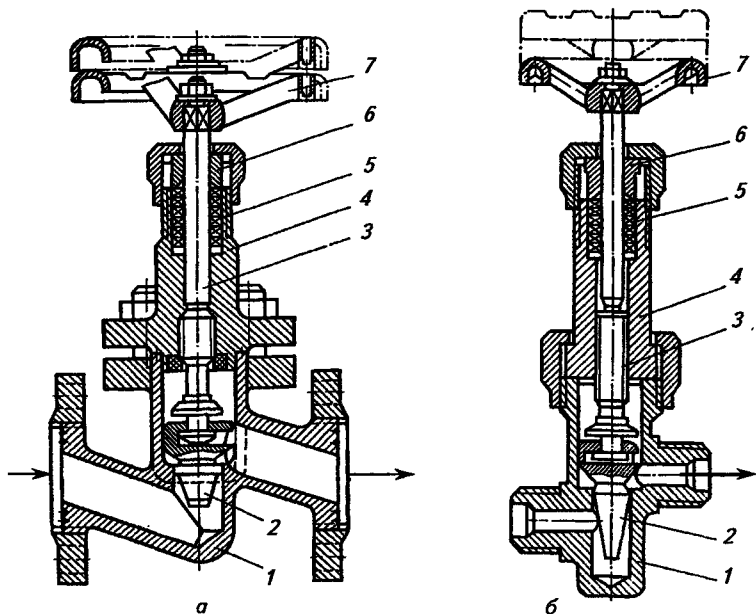
## 7.8. АРМАТУРА И ТРУБЫ

**Арматура.** К запорной арматуре относятся регулирующие, запорные проходные и угловые вентили, задвижки, обратные и предохранительные клапаны.



*Регулирующие вентили* служат для дросселирования жидкого хладагента от давления конденсации до давления кипения, а также для регулирования подачи жидкости в испарительную систему. Аммиачный регулирующий вентиль (рис. 121, а) состоит из чугунного корпуса 1 с перегородкой, которая служит седлом клапана; клапана 2, шпинделя 3, крышки 4, сальника 5, нажимной втулки 6 и маховика 7. Мелкая резьба на шпинделе и специальная конструкция клапана (удлиненный конус) обеспечивают плавное регулирование подачи жидкости. Уплотнение шпинделя достигается с помощью сальниковой набивки.

На трубопроводах малых диаметров устанавливают вместо регулирующих вентилях проходные или угловые запорные вентили. Их применяют в качестве запорной арматуры на паровых и жидкостных линиях. Конструкция запорных аммиачных вентилях зависит от диаметра условного прохода, что облегчает обслуживание холодильной машины. Аммиачные цапковые вентили диаметром 6; 10; 15 мм (рис. 121, б) имеют стальной кованый корпус прямоугольной формы с нарезными штуцерами. Клапаном служит нижняя часть шпинделя, обработанная на конус и притертая к седлу.



**Рис. 121. Регулирующие вентили для аммиака:**

а — фланцевый; б — цапковый; 1 — корпус; 2 — клапан; 3 — шпиндель; 4 — крышка; 5 — уплотнение шпинделя; 6 — нажимная втулка; 7 — маховик

Запорные вентили для аммиака диаметром 19...250 мм имеют литой чугунный корпус, чугунный клапан с направляющими ребрами, свободно надетый на шпindel. В вентилех диаметром до 125 мм резьба шпинделя выполнена внутри нижней части крышки (рис. 122, а), а вентили диаметром 150...250 мм имеют для шпинделя траверсу на колонках.

Запорные вентили для фреонов, кроме сальника, имеют над шпинделем глухой колпачок для предупреждения утечки фреона через сальник (рис. 123, а, б). Регулирующие и запорные вентили необходимо устанавливать так, чтобы хладагент протекал под клапан; в противном случае возникает большая нагрузка на сальник и клапан, что может привести к утечкам хладагента и обрыву клапана.

Бессальниковые сильфонные или мембранные вентили (рис. 123, в) применяют в хладоновых и аммиачных холодильных установках. У таких вентилей при движении шпинделя растягивается или сжимается уплотняющий сильфон либо прогибается мембрана  $\delta$ . Такие вентили просты при обслуживании, но в случае неисправности сильфона или мембраны возможен внезапный прорыв хладагента.

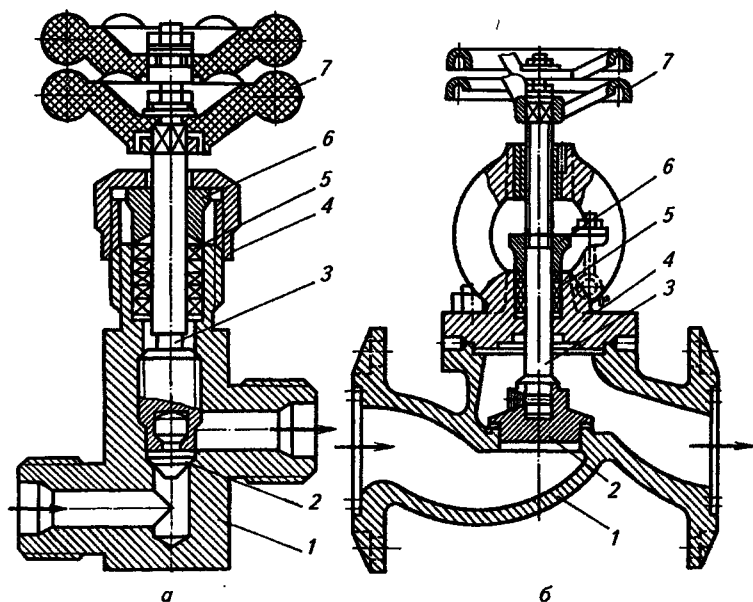


Рис. 122. Запорные вентили для аммиака:

а — цапковый; б — фланцевый; 1 — корпус; 2 — клапан; 3 — шпindel; 4 — крышка; 5 — уплотнение шпинделя; 6 — нажимная втулка; 7 — маховик

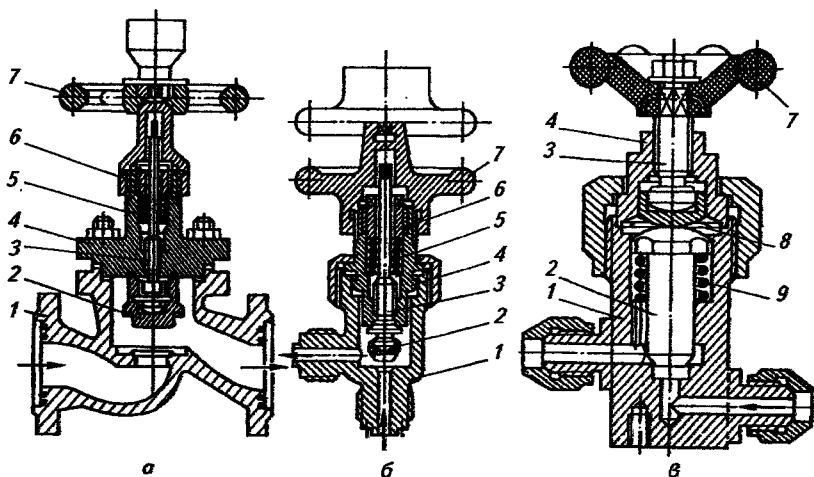


Рис. 123. Запорные вентили для фреонов:

*a* — фланцевый; *б* — гаечный; *в* — мембранный; 1 — корпус; 2 — клапан; 3 — шпindelь; 4 — крышка; 5 — уплотнение шпindelя; 6 — нажимная втулка; 7 — колпачок-маховик; 8 — мембрана; 9 — пружина

**Задвижки** — запорные устройства, в которых направление движения рабочей среды не изменяется. Их применяют только для жидкостей — воды, рассола (рис. 124).

Основные детали задвижки: корпус с уплотнительными кольцами 1; запорное устройство, состоящее из двух параллельных дисков — щеки 2, между которыми находится клин 3; шток 4, при опускании которого щеки расходятся и прижимаются к уплотнительным кольцам корпуса, перекрывая частично или полностью проход жидкости; уплотнение штока 5 и маховик 6.

**Обратные клапаны** устанавливают на нагнетательной стороне компрессора для предотвращения обратного движения аммиака из конденсатора в случае аварии компрессора или при его автоматической остановке. Конструкция обратного клапана обеспечивает движение хладагента только в одном направлении — от компрессора к конденсатору. Обратные клапаны устанавливают и на нагнетательном трубопроводе аммиачного циркуляционного насоса.

На рис. 125, *a* изображен клапан типа КН (клапан невозвратный), который выпускают типоразмерами 100КН, 125КН, 150КН, 200КН и устанавливается на вертикальном участке трубопровода. Открывается клапан под действием напора потока пара, а закрывается под действием массы клапана и давления пара за клапаном. Так как при работе компрессора имеет место пульсация давления

паров аммиака, то при перемещении клапан ударяется о седло или верхний ограничитель. Стук обратных клапанов мешает работе обслуживающего персонала и приводит к быстрому разрушению клапанов; кроме этого, клапан имеет неплотный затвор.

Клапаны типа ОКД с демпферным устройством (рис. 125, б) работают бесшумно, характеризуются мягкой посадкой на седло и имеют ограничитель подъема при закрытии и открытии. Корпус 1 клапана сварен из трубы и двух фланцев 4 и 12. В нижнем фланце сделано седло клапана, в верхнем — выполнена выточка для направляющей 3. К отъемным фланцам 5 приварены патрубки 6, которые при монтаже приваривают к нагнетательному трубопроводу. В направляющей перемещается поршень-демпфер 9 с двумя поршневыми кольцами 8. Перемещение поршня вверх ограничено фторопластовой прокладкой 7, закрепленной в направляющей. К поршню присоединен узел клапана, состоящий из тарелки 10, уплотняющей прокладки 11 и шайбы 13. Пар подается под клапан. Благодаря разности давлений до и после клапана поршень-демпфер

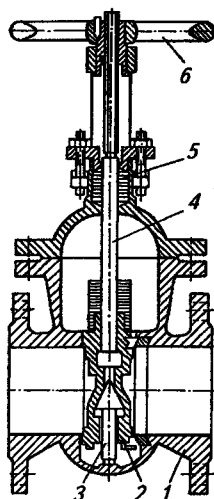


Рис. 124. Задвижка рассольная

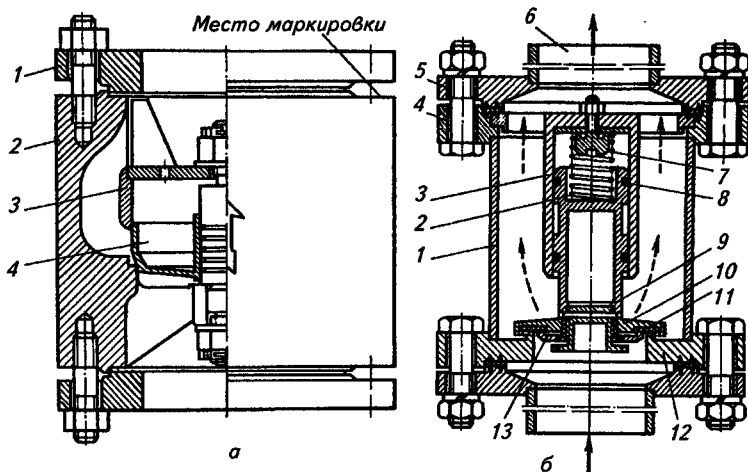


Рис. 125. Обратные клапаны:

а — типа КН: 1 — крышка; 2 — корпус; 3 — направляющая; 4 — клапан; б — типа ОКД: 1 — корпус; 2 — пружина; 3 — направляющая; 4, 12 — фланцы; 5 — отъемный фланец; 6 — патрубок; 7, 11 — прокладки; 8 — поршневое кольцо; 9 — поршень-демпфер; 10 — тарелка; 13 — шайба

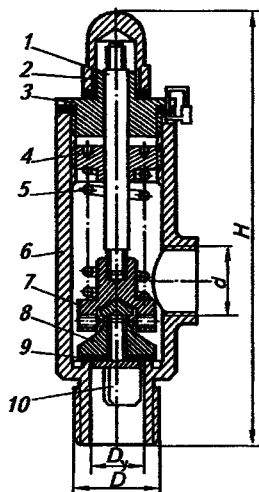


Рис. 126. Предохранительный клапан:

1 — шток; 2 — колпачок; 3 — гайка; 4 — нажимная гайка; 5 — пружина; 6 — корпус; 7 — стакан; 8 — клапан; 9 — уплотнение; 10 — направляющая

вместе с клапаном поднимается до упора во фторопластовую прокладку. При обратном потоке пара демпфер под действием массы и силы упругости пружины 2 опускает клапан на седло. При этом пар хладагента, сжимаемый в замкнутом объеме демпфирующего устройства, и пружина гасят скорость перемещения клапана и предотвращают удары его о седло или ограничитель подъема. Выпускают обратные клапаны демпферные прямоточные типоразмеров ОКДП-50, -70, -100, -150, -200.

Предохранительные клапаны устанавливают на нагнетательной линии компрессора и на аппаратах холодильной установки. На компрессорах можно применять и пружинные, и пластинчатые предохранительные клапаны (см. главу 5).

На аппаратах устанавливают пружинные предохранительные клапаны (рис. 126), состоящие из корпуса 6 с седлом и собственным клапаном 8 (с резиновым уплотнением 9 и перьевой направляющей 10). Направляющий стакан 7 закреплен на штоке 1. Усилие, необходимое для закрытия клапана, создается пружиной 5, натяжение которой регулируется с помощью нажимной гайки 4. Для создания герметичности клапан закрывается сверху гайкой 3 и колпачком 2, уплотненными прокладками. Предохранительные клапаны аппаратов (сосудов) должны быть отрегулированы на начало открытия при избыточном давлении не более 1,15 расчетного, указанного в паспортной документации завода-изготовителя. Ориентировочные значения избыточных давлений приведены в табл. 56.

Если давление в аппарате превысит установленное значение, клапан откроется и выпустит часть хладагента в атмосферу или в сторону низкого давления.

56. Установленные давления для настройки предохранительных клапанов, МПа

Хладагент	Страна высокого давления	Страна низкого давления
Аммиак	1,85	1,18
R134a	1,82	1,13
R22	2,35	1,82

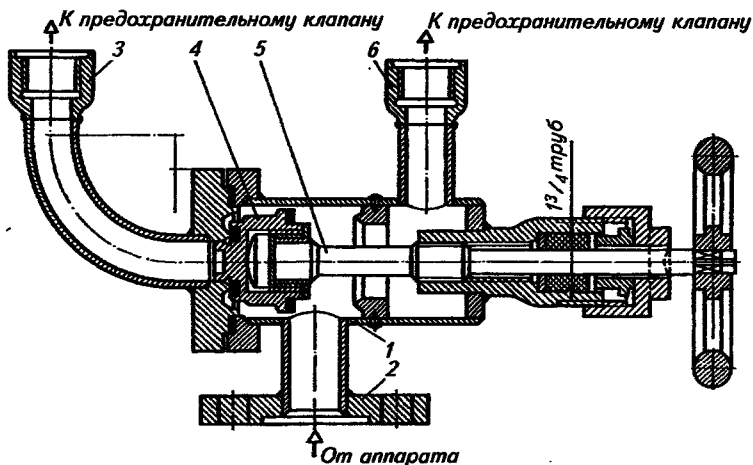


Рис. 127. Аммиачный трехходовый вентиль:

1 — корпус; 2 — фланец; 3, 6 — штуцеры; 4 — клапан; 5 — шпindelь

Для переключения предохранительных клапанов, устанавливаемых попарно на холодильных аппаратах, применяют специальный аммиачный трехходовой вентиль (рис. 127). Вентиль состоит из сварного корпуса 1, который фланцем 2 соединяется с аппаратом, а штуцерами 3 и 6 — с предохранительными клапанами условным проходом 25 мм. На шпинделе 5 закреплен клапан 4, имеющий с двух сторон опорные поверхности. При любом крайнем положении клапана 4 один из предохранительных клапанов всегда включен; при среднем положении включены оба предохранительных клапана.

Переключающий вентиль позволяет периодически проверять предохранительные клапаны, их ремонт или замену пропускающего клапана при непрерывной работе аппарата с минимальной потерей хладагента.

**Трубы.** Отдельные части холодильной машины соединяются между собой трубопроводами.

В аммиачных холодильных машинах трубопроводы выполняют из стальных цельнотянутых труб с  $D_y = 10...40$  мм и с  $D_y = 50...400$  мм. Фреоновые трубопроводы с условным проходом до 20 мм включительно выполняют из медных труб, с большими условными проходами — из стальных цельнотянутых труб. Для диоксида углерода применяют стальные цельнотянутые трубы с утолщенными стенками; для рассольных и водяных трубопроводов — стальные цельнотянутые и газовые трубы. Сортамент стальных труб приведен в табл. 57.

### 57. Сортамент стальных труб

$D_y$ , мм	$D_n \times s$ , мм	$f$ , м <sup>2</sup>	$v \cdot 10^3$ , м <sup>3</sup>	Масса трубы 1 м, кг	$D_y$ , мм	$D_n \times s$ , мм	$f$ , м <sup>2</sup>	$v \cdot 10^3$ , м <sup>3</sup>	Масса трубы 1 м, кг
10	14×1,6	0,0440	0,092	0,49	100	108×4,0	0,3390	7,85	10,26
15	18×1,6	0,0565	0,172	0,65	125	133×4,0	0,4176	12,26	12,73
20	25×1,6	0,0785	0,373	0,92	150	159×4,5	0,4993	17,66	17,15
25	32×2,0	0,1005	0,615	1,48	200	219×7,0	0,6877	33,00	36,60
32	38×2,0	0,1193	0,907	1,78					
40	45×2,5	0,1413	1,260	2,62	250	273×8,0	0,8572	51,85	52,28
50	57×3,5	0,1790	1,960	4,62	300	328×8,0	1,0299	76,41	62,54
70	76×3,5	0,2386	3,740	6,26	350	377×9,0	1,1838	101,17	81,68
80	89×3,5	0,2790	5,280	7,38	400	426×10	1,3188	125,60	102,59

Примечания:  $D_y$  — условный проход,  $D_n$  — наружный диаметр трубы,  $s$  — толщина стенки трубы,  $f$  — площадь поверхности 1 м трубы,  $v$  — вместимость участка трубы длиной 1 м.

### Выбор диаметров трубопроводов. Внутренний диаметр труб

$$d = \sqrt{4mv / (\pi\omega)},$$

где  $m$  — массовый расход хладагента через трубопровод, кг/с;  $v$  — удельный объем хладагента, м<sup>3</sup>/кг;  $\omega$  — скорость движения хладагента по трубопроводу, м/с (табл. 58).

### 58. Скорость движения хладагента по трубопроводу

Трубопровод	Хладагент	Скорость, м/с
Всасывающий (для температуры кипения):		
$t_0 = 0 \dots -30$ °C	R134a, R22	8...15
$t_0 = -30$ °C	R717	10...20
Нагнетательный		
	R134a, R22	10...18
	R717	12...25
Жидкостной:		
от конденсатора к ресиверу	R717	0,6
от ресивера к РВ	R134a, R22, R717	0,5...1,25

### Контрольные вопросы и задания

1. Назовите типы ресиверов, применяемых на аммиачных холодильных установках, укажите их назначение.
2. Как определить объем циркуляционного, линейного, дренажного и защитного ресиверов?
3. Как рассчитать геометрический объем труб приборов охлаждения?
4. Сформулируйте принципы маслоотделения и конструкции маслоотделителя.
5. Почему масло из аммиачной системы удаляют через маслособиратель?
6. Расскажите о принципе, на котором основано отделение воздуха от пара аммиака.

7. Каковы назначение и принцип работы обратного клапана?
8. Каковы назначение и принцип работы предохранительных клапанов? Места их установки в холодильной машине?
9. С какой целью устанавливают фильтры-осушители?
10. Каковы конструктивные особенности центробежных насосов типа К?
11. Каковы конструктивные особенности центробежных насосов типа АГ?
12. По каким параметрам подбирают насосы для воды, хладагента и хладагента?
13. Как определить диаметр и подобрать трубопровод?

*Лабораторная работа 3. Конструкции вспомогательного оборудования.*

Цель — изучение конструкций вспомогательного оборудования: ресиверов, маслоотделителей и маслосборителей, воздухоотделителей, арматуры, отделителей жидкости, промежуточных сосудов, насосов.

Состав отчета: эскизное изображение аппарата, описание его назначения, устройства и принципа работы, включение в схему холодильной установки, принцип расчета и подбора.

*Практические занятия 10, 11. Расчет и подбор вспомогательного оборудования и магистральных трубопроводов.*

**Пример 12.** Подобрать аммиачный циркуляционный насос для холодильной установки, если дано  $t_0 = -10\text{ }^\circ\text{C}$ ; массовая подача хладагента  $m = 0,2\text{ кг/с}$ ;  $v_{\text{ж}} = 0,00153\text{ м}^3/\text{кг}$  при  $t_0 = -10\text{ }^\circ\text{C}$ ;  $a = 5$  — подача нижняя.

Объемная подача насоса

$$V_{\text{на}} = mv_{\text{ж}} a = 0,2 \cdot 0,00153 \cdot 5 = 0,00153\text{ м}^3/\text{с}.$$

По табл. 55 подбирают один рабочий герметичный центробежный насос АГ 6,3-32-1 с объемной подачей  $0,00175\text{ м}^3/\text{с}$  и диапазоном подач  $0,00056...0,00264\text{ м}^3/\text{с}$ ;  $N_{\text{дв}} = 1,5\text{ кВт}$ ,  $H = 32\text{ м}$ ,  $d_{\text{у. вс}} = 50\text{ мм}$ ,  $d_{\text{у. наг}} = 32\text{ мм}$ . Резервный насос подбирают той же марки.

**Пример 13.** Определить вместимость испарительной системы для холодильной установки, работающей на три температуры кипения  $t_0$ , если дано  $Q_{0-10}^{06} = 195\text{ 000 Вт}$ ;  $Q_{0-30}^{06} = 290\text{ 000 Вт}$ ;  $Q_{0-40}^{06} = 140\text{ 000 Вт}$ .

Вместимость испарительной системы определяют по вместимости камерного оборудования, которую ориентировочно можно определить по формуле

$$V_{\text{ис}} = v F/f,$$

где  $F$  — площадь поверхности всего камерного оборудования, работающего на одну температуру кипения  $t_0$ ,  $\text{м}^2$ ;  $v$  — объем 1 м трубы,  $\text{м}^3$  (см. табл. 38);  $f$  — площадь поверхности теплопередачи 1 м оребренной трубы,  $\text{м}^2$  (см. табл. 38).

Более точно вместимость испарительной системы определяют по суммарной вместимости камерного оборудования.

Порядок расчета следующий.

1. Принимают насосно-циркуляционную схему с нижней подачей жидкости в приборы охлаждения.

2.  $t_0 = -10\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $Q_{0-10}^{06} = 195\text{ 000 Вт}$ .

Площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителей  $F = 195\text{ 000} / (15,2 \cdot 10) = 1283\text{ м}^2$ .



3. По табл. 44 принимают воздухоохладитель АВП-063/1-10-80 площадью поверхности теплообмена  $f = 82,3 \text{ м}^2$ , с внутренним объемом  $v = 0,036 \text{ м}^3$ .

4. Число установленных воздухоохладителей  $n = F/f = 1283/82,3 = 16$ .

5. Вместимость 16 воздухоохладителей  $V_{\text{во}}^{-10} = 0,036 \cdot 16 = 0,576 \text{ м}^3$ .

6.  $t_0 = -30 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $Q_{\text{от}}^6 = 290\,000 \text{ Вт}$ ; принимают потолочные батареи из оребренных секций с шагом оребрения  $t = 20 \text{ мм}$  (см. табл. 38 и 39).

7. Площадь теплопередающей поверхности батареи  $F = 290\,000/(4,2 \cdot 10) = 6905 \text{ м}^2$ .

8. Объем батарей  $V_6^{-30} = v F/f = 0,00086 \cdot 6905/1,33 = 4,5 \text{ м}^3$ .

9.  $t_0 = -40 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $Q_{\text{от}}^6 = 140\,000 \text{ Вт}$ .

Площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителей  $F = 140\,000/(11,6 \cdot 10) = 1206 \text{ м}^2$ .

10. По табл. 44 принимается воздухоохладитель АВП-063/2-8-300 площадью поверхности теплообмена  $f = 301,8 \text{ м}^2$ , с внутренним объемом  $v = 0,107 \text{ м}^3$ .

11. Число установленных воздухоохладителей  $n = F/f = 1206/301,8 = 4$ .

12. Вместимость четырех воздухоохладителей  $V_{\text{во}}^{-40} = 0,108 \cdot 4 = 0,432 \text{ м}^3$ .

**Пример 14.** Подобрать ресивер линейный. Все данные принять из примера 13:  $V_{\text{во}}^{-10} = 0,576 \text{ м}^3$ ;  $V_6^{-30} = 4,5 \text{ м}^3$ ;  $V_{\text{во}}^{-40} = 0,432 \text{ м}^3$ .

Линейный ресивер подбирают общим для всех температур кипения  $t_0$  — по вместимости, определяемой по формуле (при нижней подаче)

$$V_{\text{р.л}} = 0,45(V_6 + V_{\text{во}})/0,8 = 0,45(4,5 + 0,576 + 0,432)/0,8 = 3,1 \text{ м}^3.$$

По табл. 46 подбирают два линейных ресивера 1,5 РД вместимостью  $V_{\text{р.л}} = 1,65 \cdot 2 = 3,3 \text{ м}^3$  или по табл. 48 — два ресивера марки РЛД-2 вместимостью  $V_{\text{р.л}} = 2,0 \cdot 2 = 4 \text{ м}^3$ .

**Пример 15.** Подобрать циркуляционные ресиверы. Все данные принять из примера 13. Для определения геометрического объема нагнетательного и всасывающего трубопроводов надо знать:  $d_{\text{наг}}$  аммиачного насоса,  $d_{\text{вс}}$  циркуляционного ресивера и длину трубопроводов от циркуляционного ресивера до наиболее удаленного камерного прибора охлаждения на каждую  $t_0$ ;  $d_{\text{наг}}$  насоса принимают по марке насоса; в примере 12  $d_{\text{наг}} = 32 \text{ мм}$ ;  $d_{\text{вс}}$  выбирают по табл. 47 или 49,  $d_{\text{вс}} = 200 \text{ мм}$  или 150 мм.

Длину трубопроводов определяют по плану размещения оборудования в камерах; в данном примере:  $L^{-10} = 120 \text{ м}$ ,  $L^{-30} = 180 \text{ м}$ ,  $L^{-40} = 50 \text{ м}$ .

Порядок расчета следующий.

1.  $t_0 = -10 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $V_{\text{во}} = 0,576 \text{ м}^3$ ,  $d_{\text{наг}} = 32 \text{ мм}$ ,  $d_{\text{вс}} = 200 \text{ мм}$ ,  $L = 120 \text{ м}$ .

Геометрический объем нагнетательного трубопровода

$$V_{\text{н.т}} = L \pi d^2/4 = 3,14 \cdot 0,032^2 \cdot 120/4 = 0,096 \text{ м}^3.$$

Геометрический объем всасывающего трубопровода

$$V_{\text{вс.т}} = 3,14 \cdot 0,20^2 \cdot 120/4 = 3,7 \text{ м}^3.$$

Вместимость циркуляционного ресивера

$$V_{\text{р.ц}} = 2,0 [V_{\text{н.т}} + 0,2(V_6 + V_{\text{во}}) + 0,3V_{\text{вс.т}}]; \\ V_{\text{р.ц}} = 2,0 (0,096 + 0,2 \cdot 0,576 + 0,3 \cdot 3,7) = 2,64 \text{ м}^3.$$

По табл. 47 принимают один ресивер циркуляционный марки 2,5 РЦВ с  $V = 2,75 \text{ м}^3$ .

2.  $t_0 = -30 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $V_6 = 4,5 \text{ м}^3$ ;  $d_n = 32 \text{ мм}$ ;  $d_{вс} = 200 \text{ мм}$ ;  $L = 180 \text{ м}$ .

Геометрический объем нагнетательного трубопровода

$$V_{н.т} = 3,14 \cdot 0,032^2 \cdot 180/4 = 0,14 \text{ м}^3.$$

Геометрический объем всасывающего трубопровода

$$V_{вс.т} = 3,14 \cdot 0,20^2 \cdot 180/4 = 5,6 \text{ м}^3.$$

Вместимость циркуляционного ресивера

$$V_{р.ц} = 2,0 (0,14 + 0,2 \cdot 4,5 + 0,3 \cdot 5,6) = 5,44 \text{ м}^3.$$

По табл. 47 принимают два циркуляционных ресивера 2,5 РЦВ с  $V = 2,75 \text{ м}^3$ ;  
 $V_{р.ц} = 2,75 \cdot 2 = 5,5 \text{ м}^3$ .

3.  $t_0 = -40 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $V_{в.о} = 0,432 \text{ м}^3$ ;  $d_n = 32 \text{ мм}$ ;  $d_{вс} = 200 \text{ мм}$ ;  $L = 50 \text{ м}$ .

Геометрический объем нагнетательного трубопровода

$$V_{н.т} = 3,14 \cdot 0,032^2 \cdot 50/4 = 0,04 \text{ м}^3.$$

Геометрический объем всасывающего трубопровода

$$V_{вс.т} = 3,14 \cdot 0,20^2 \cdot 50/4 = 1,57 \text{ м}^3.$$

Вместимость циркуляционного ресивера

$$V_{р.ц} = 2,0 (0,04 + 0,2 \cdot 0,432 + 0,3 \cdot 1,57) = 1,19 \text{ м}^3.$$

По табл. 47 принимают один циркуляционный ресивер 1,5 РЦВ вместимостью  $1,5 \text{ м}^3$ .

**Пример 16.** Подобрать дренажный ресивер для холодильной установки из примера 15.

Так как дренажный ресивер должен обеспечивать прием аммиака в процессе оттаивания инея с приборов охлаждения или освобождении сосуда при его испытании, то вместимость дренажного ресивера должна соответствовать максимальной вместимости сосуда; в данном примере таким сосудом является циркуляционный ресивер 2,5 РЦВ вместимостью  $2,75 \text{ м}^3$ , поэтому по табл. 46 принимаем дренажный ресивер 2,5 РД вместимостью  $2,49 \text{ м}^3$ .

**Пример 17.** Подобрать дополнительный маслоотделитель перед конденсатором, если в него нагнетают пар компрессоры: П 110-7-2 — 2 шт; П 80-7-2 — 2 шт; ПД 25-7-4 — 3 шт; ПД 55-7-4 — 4 шт.

В этот маслоотделитель нагнетается пар с нагнетательной стороны одноступенчатых компрессоров и высокой ступени двухступенчатых компрессоров при давлениях конденсации.

Поэтому по табл. 12 и 13 принимаем диаметры нагнетательных патрубков одноступенчатых компрессоров и высокой ступени двухступенчатых компрессоров и определяем общий диаметр нагнетательного трубопровода, по которому подбираем маслоотделитель.

Марка компрессора	$d_n$ , мм
П 110-7-2	65
П 80-7-2	50
ПД-25-7-4	40
ПД-55-7-4	65

Определяем диаметр нагнетательного трубопровода (мм)

$$d_n = \sqrt{d_{n1}^2 + d_{n2}^2 + \dots + d_{ni}^2},$$

где  $d_{n1}$ ,  $d_{n2}$ ,  $d_{ni}$  — диаметры нагнетательных патрубков компрессоров;

$$d_n = \sqrt{2 \cdot 65^2 + 2 \cdot 50^2 + 3 \cdot 40^2 + 4 \cdot 65^2} = 187,5 \text{ мм.}$$

По табл. 51 подбираем маслоотделитель циклонного типа 200М.

**Пример 18.** Рассчитать диаметр труб и подобрать трубопроводы.

Трубопроводы подбирают по условному внутреннему диаметру труб (м)

$$d_y = 1,13 \sqrt{\frac{mv}{\omega}},$$

где  $m$  — массовый расход хладагента через трубопровод, кг/с; принимают из теплового расчета компрессора;  $v$  — удельный объем хладагента, м<sup>3</sup>/кг;  $\omega$  — скорость движения хладагента по трубопроводу, м<sup>3</sup>/с (см. табл. 58).

Дано:  $t_0 = -10$  °С,  $t_k = +30$  °С,  $m = 0,246$  кг/с,  $v_{вс1} = 0,42$  м<sup>3</sup>/кг,  $v_{н2} = 0,16$  м<sup>3</sup>/кг (см. пример 6).

$t_0 = -35$  °С,  $t_k = +30$  °С,  $m = 0,17$  кг/с,  $m_1 = 0,137$  кг/с,  $v_{вс1} = 1,18$  м<sup>3</sup>/кг,  $v_{н4} = 0,16$  м<sup>3</sup>/кг (см. пример 7).

1. Вычисляем  $d_{y,вс}$

$$t_0 = -10 \text{ °С, } d_{y,вс}^{-10} = 1,13 \sqrt{0,246 \cdot 0,42/15} = 0,94 \text{ м.}$$

По табл. 57 принимаем трубопровод с  $D_y = 100$  мм,  $D_n \times s = 108 \times 4$  мм,

$$t_0 = -35 \text{ °С, } d_{y,вс}^{-35} = 1,13 \sqrt{0,137 \frac{1,18}{15}} = 0,117 \text{ м.}$$

По табл. 57 принимаем трубопровод с  $D_y = 125$  мм,  $D_n \times s = 133 \times 4$  мм.

2. Находим  $d_{y,наг}$ .

Так как по нагнетательному трубопроводу проходит хладагент с одинаковым давлением, равным  $p_k$ , то определяем общий диаметр на  $t_0 = -10$  °С и  $t_0 = -35$  °С.

$$d_{y,н} = 1,13 \sqrt{\frac{(0,246 + 0,17)0,16}{15}} = 0,075 \text{ м.}$$

По табл. 57 принимаем трубопровод с  $D_y = 80$  мм,  $D_n \times s = 89 \times 3,5$  мм.

3. Определяем  $d_{y,ж}$  жидкостного трубопровода от конденсатора к ресиверу

$$d_{y,ж} = 1,13 \sqrt{\frac{(0,246 + 0,17)0,0017}{0,6}} = 0,039 \text{ м.}$$

По табл. 57 принимаем трубопровод с  $D_y = 40$  мм,  $D_n \times s = 45 \times 2,5$  мм.

### 8.1. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА И ДИАГРАММЫ РАСТВОРОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИНАХ

В абсорбционных холодильных машинах используют растворы двух компонентов с различными температурами кипения при одинаковом давлении. Компонент, кипящий при низкой температуре, выполняет функции хладагента, а кипящий при высокой температуре — абсорбента (поглотителя). Ни один из растворов не удовлетворяет полностью всем требованиям, предъявляемым к растворам (неограниченная растворимость обоих компонентов, высокая абсорбционная способность, большая разность температур кипения хладагента и абсорбента при одинаковом давлении, химическая стойкость при высоких и низких температурах, интенсивный теплообмен в аппаратах, невзрывоопасность и невоспламеняемость, инертность к металлам, невысокая стоимость). Для холодильных машин с низкими температурами кипения  $t_0$  применяют водоаммиачный раствор, с  $t_0 \geq 0^\circ\text{C}$  — водный раствор бромистого лития, отличающийся безвредностью, отсутствием запаха, взрывобезопасностью. Недостатки его — высокая коррозионная способность и значительная стоимость.

Особенности растворов состоят в следующем: их  $t_0$  и  $t_k$  зависят от давления и массовой концентрации хладагента; при кипении раствора образуются пары, содержащие хладагент с примесью абсорбента; чем больше разность температур кипения компонентов, тем меньше в парах примеси абсорбента; раствор слабой концентрации абсорбирует пары, имеющие низкую температуру при том же давлении.

Для определения параметров раствора применяют термодинамические диаграммы; наиболее распространена диаграмма  $\xi-i$  (концентрация — энтальпия, рис. 128), на которой нанесены горизонтальные линии постоянных энтальпий  $i = \text{const}$  и вертикальные линии постоянных концентраций раствора  $\xi = \text{const}$ :

$$\xi = m_a / (m_a + m_w),$$

где  $m_a$  и  $m_w$  — количество соответственно хладагента и абсорбента в растворе.

В нижней части диаграммы нанесены кривые кипения жидкого раствора при  $p = \text{const}$  (кривые 1), а в верхней — кривые насыщения и конденсации пара при  $p = \text{const}$  (кривые 2). Область, заключенная между этими кривыми, представляет собой область влажного пара. Ниже кривой кипения расположена об-

$i, \text{кДж/кг}$

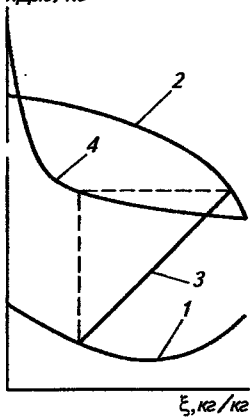


Рис. 128. Диаграмма  $\xi-i$  для водоаммиачного раствора

ласть переохлажденного раствора, выше кривой конденсации — область перегретого пара. В области влажного пара раствор имеет две фазы — жидкую и газообразную, находящиеся в состоянии равновесия. Фазы имеют одинаковые температуры, но разные концентрации. Изотермы 3 в области влажного пара — прямые, они соединяют находящиеся в состоянии равновесия точки на кривых кипения и конденсации. Линия 4 — вспомогательная для определения равновесных состояний пара и жидкости.

## 8.2. СХЕМЫ И РАСЧЕТЫ АБСОРБИЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

**Схема водоаммиачной холодильной машины.** В водоаммиачной холодильной машине рабочим телом, или хладагентом, является аммиак, а абсорбентом — вода. На рис. 129, а показана принципиальная схема этой машины, которая состоит из следующих элементов: испарителя И, конденсатора Кд, абсорбера Аб, генератора Г, водоаммиачного насоса Н, регулирующих вентилях на линиях аммиака и водоаммиачного раствора. Работа испарителя И, конденсатора Кд и аммиачного регулирующего вентиля аналогична

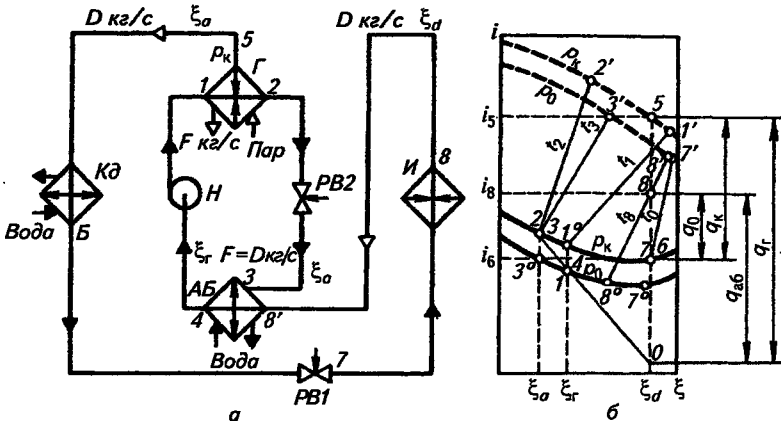


Рис 129. Схема (а) и цикл в диаграмме  $\xi-i$  (б) абсорбционной водоаммиачной холодильной машины

работе этих аппаратов в компрессорных паровых холодильных машинах. Из испарителя пары хладагента в количестве ( $D$  кг/с) с температурой кипения  $t_0$  и давлением кипения  $p_0$  поступают в абсорбер, в котором поглощаются слабым водоаммиачным раствором. Выделяющаяся при этом теплота поглощения или абсорбции  $Q_a$  отводится охлаждающей водой. Крепкий раствор ( $F$  кг/с) с высокой концентрацией аммиака  $\xi_r$  водоаммиачным насосом перекачивается в генератор, где за счет подвода теплоты  $Q_r$  от греющего водяного пара или другого источника крепкий раствор кипит при давлении конденсации  $p_k$  и высокой температуре. Выделяющиеся из раствора пары аммиака ( $D$  кг/с) с концентрацией  $\xi_d$  направляются в конденсатор  $Kd$ , а остающийся слабый водоаммиачный раствор при концентрации  $\xi_a$  дросселируется во втором регулирующем вентиле от  $p_k$  до  $p_0$  и поступает в  $Ab$ , где вновь поглощает пары аммиака.

Тепловой баланс машины:

$$Q_0 + Q_r = Q_k + Q_a,$$

где  $Q_0$  — теплота, подведенная к хладагенту в испарителе, Вт;  $Q_r$  — теплота, подведенная к раствору в генераторе, Вт;  $Q_k$  — теплота, отведенная от хладагента в конденсаторе, Вт;  $Q_a$  — теплота, отведенная от раствора в абсорбере, Вт.

Механическая энергия, затрачиваемая насосом, настолько мала, что практически тепловым эквивалентом работы насоса можно пренебречь. Таким образом, для работы абсорбционной холодильной машины требуется затрата не механической энергии, а тепловой в виде пара, горячей воды, горячих продуктов сгорания и т. п.

**Цикл абсорбционной холодильной машины в диаграмме  $\xi-i$ .** Для построения цикла в диаграмме  $\xi-i$  задаются  $t_0$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) аммиака, температурой греющей среды и охлаждающей воды. На диаграмму  $\xi-i$  наносят основные точки рабочего процесса и определяют подведенную или отведенную теплоту, измеряемую разностью энтальпий соответствующих точек, так как процессы в испарителе  $I$ , конденсаторе  $Kd$ , абсорбере  $Ab$ , генераторе  $\Gamma$  происходят при  $p = \text{const}$ . Для изображения рабочего процесса в диаграмме  $\xi-i$  отмечают изобары давления конденсации  $p_k$ , зависящего от температуры охлаждающей воды, и давления кипения  $p_0$ , зависящего от заданной температуры кипения  $t_0$  (рис. 129, б). Высшая температура  $t_2$  в генераторе  $\Gamma$  определяется температурой греющей среды с учетом температурного напора  $5...8^{\circ}\text{C}$ , необходимого для реализации теплопередачи. Низшая температура  $t_4$  в  $Ab$ , определяющая концентрацию крепкого раствора, должна быть на  $5...8^{\circ}\text{C}$  выше температуры охлаждающей воды. Высшая температура кипения в испарителе  $I$   $t_8 = t_0 + (3...10)^{\circ}\text{C}$ . Давление в генераторе  $\Gamma$  принимают равным давлению  $p_k$  в конденсаторе  $Kd$ , а давление в аб-

сорбере  $Аб$  — равным давлению  $p_0$  в испарителе  $И$ . Кроме изобар  $p_0$  и  $p_k$  наносятся на диаграмму изотермы  $t_1, t_2, t_3, t_8$ . Точка 4 на линии давления  $p_0$  характеризует состояние жидкости по выходе ее из  $Аб$ . Состояние раствора в точке 1, где начинается процесс в генераторе  $Г$ , будет совпадать с состоянием в точке 4, так как в процессе перекачивания раствора насосом его энтальпия и концентрация не изменяются. Однако нельзя забывать, что  $p_1 = p_k$ , поэтому точка 1 будет располагаться в зоне переохлажденной жидкости.

В генераторе  $Г$  раствор вначале подогревается при постоянной концентрации  $\xi_r$  до состояния насыщения (точка  $Г$ ), после чего начинается кипение. Конец процесса кипения при постоянном давлении  $p_k$  соответствует высшей температуре в генераторе  $t_2$ . Точка пересечения изотермы  $t_2$  с линией  $p_k$  (точка 2) определяет состояние жидкости в конце процесса кипения. Состояние пара в начале кипения определяется точкой пересечения изотермы  $t_1$  в области влажного пара с линией давления  $p_k$  (точка 1'), а в конце процесса — пересечением изотермы  $t_2$  (точка 2'). Состояние пара, поступающего из генератора  $Г$  в конденсатор  $КД$ , определяется точкой 5 пересечения линии концентрации  $\xi_d$  с линией  $p_k$  между точками 1' и 2'. Положение точки 5 по отношению к точкам 1' и 2' определяется конструкцией генератора  $Г$ . В тепловом отношении наиболее выгодно осуществлять в нем противоток паров и жидкого раствора. Тогда точка 5 будет находиться вблизи точки 1', и концентрация пара, выходящего из генератора  $Г$ , будет выше, чем в случае параллельного тока (точка 5 вблизи точки 2').

Конденсация водоаммиачного пара происходит при постоянной концентрации  $\xi_d$ , поэтому, опустив перпендикуляр из точки 5 до пересечения с линией  $p_k$  жидкости, получим состояние жидкости после конденсации (точка 6). После конденсации жидкость дросселируется до давления  $p_0$  при постоянной энтальпии и концентрации. Поэтому точка 7, определяющая состояние раствора в конце процесса, совпадает с точкой 6, но в точке 7 будет влажный пар, т. е. смесь жидкости (точка 7<sup>ж</sup>) и пара (точка 7<sup>п</sup>) с температурой  $t_0$ . Жидкость (состояние 7) кипит в испарителе  $И$  при давлении  $p_0$ , при этом температура кипения повышается от  $t_0$  до высшей температуры в испарителе  $t_8$ .

Состояние жидкости в конце процесса кипения в испарителе  $И$  (точка 8<sup>ж</sup>) определяется пересечением изотермы  $t_8$  с линией  $p_0$  жидкости, а состояние пара — пересечением изотермы  $t_8$  с линией давления  $p_0$  пара (точка 8<sup>п</sup>). Жидкий раствор после генератора  $Г$  (точка 2) дросселируется до давления  $p_0$  при постоянной концентрации  $\xi_a$ , поэтому точка 3, характеризующая раствор после дросселирования, совпадает с точкой 2, но в точке 3 — влажный пар при  $t_3$ .

Таким образом, в диаграмме получены следующие линии: 1 — 1' — подогрев крепкого раствора до состояния кипения; Г — 2 — изменение состояния жидкой фазы при кипении в генераторе;

1'— 2' — изменение состояния паровой фазы при кипении в генераторе; 2— 3 — охлаждение слабого раствора до состояния насыщения с конденсацией паров, образовавшихся при дросселировании; 3— 4 — поглощение в абсорбере паров, поступающих из испарителя и полученных при дросселировании; 5— 6 — конденсация паров в конденсаторе; 7— 8' — кипение аммиака в испарителе при  $p_0$ .

Масса раствора, подаваемого из абсорбера  $Ab$  в генератор  $G$ , отнесенная к 1 кг пара, полученного в генераторе  $G$ , называется *кратностью циркуляции*

$$f = F/D.$$

Тепловой баланс абсорбционной машины для тепловых потоков, отнесенных к 1 кг (рис. 129, б)

$$q_0 + q_r = q_k + q_a.$$

Степень термодинамической эффективности абсорбционной холодильной машины характеризуется *тепловым коэффициентом*

$$\zeta = q_0/q_r.$$

Работу абсорбционной холодильной машины можно значительно улучшить, если в схему дополнительно включить теплообменник раствора  $TO$ , ректификатор  $P$  и дефлегматор  $D$  (рис. 130, а). Температура слабого раствора  $t_2$ , выходящего из генератора [(точка 2 на диаграмме  $\zeta-i$ , (рис. 130, б)], выше температуры  $t_4$  крепкого раствора, полученного в абсорбере  $Ab$  (точка 4). В  $TO$  с одной стороны движется слабый горячий раствор из генератора  $G$  в абсорбер  $Ab$ , а с другой — крепкий холодный раствор из абсорбера  $Ab$  в генератор  $G$ ; при этом слабый раствор охлаждается, а крепкий — подогревается, в результате чего уменьшается затрата теплоты в генераторе  $G$  и количество отведенной в абсорбере  $Ab$  теплоты. Температура  $t_3$  слабого раствора при выходе из теплообменника  $TO$   $t_3 = t_1 + (5...10)^\circ\text{C}$ . Так как концентрация слабого раствора не меняется, то его состояние после теплообменника  $TO$  определится на диаграмме пересечением линии постоянной концентрации  $\zeta_a$  с изотермой  $t_3$ . Тепловой коэффициент:

$$\zeta' = q_0/q_r = q_0 / (q_r' - q_{r.0}) > \zeta.$$

Для повышения концентрации пара используют ректификационные устройства  $P$ , в которых водоаммиачные пары охлаждаются крепким раствором. В результате значительная часть водяного пара конденсируется и с крепким раствором стекает в генератор, а водоаммиачный пар с высокой концентрацией из ректификаци-



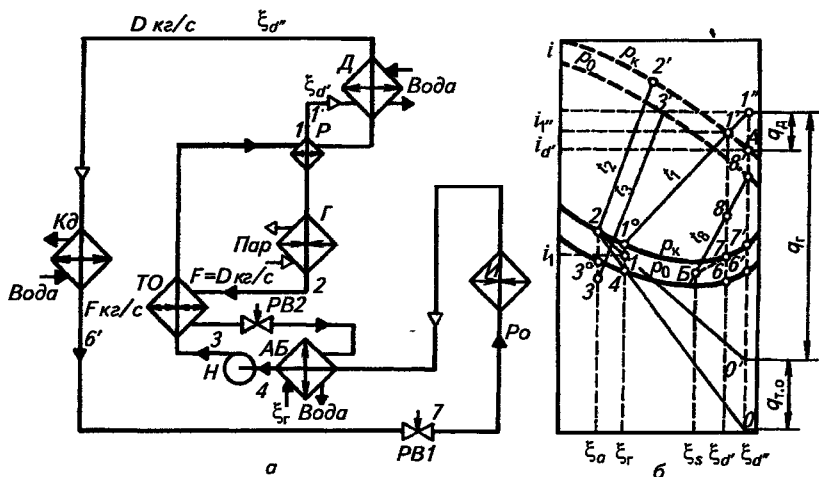


Рис. 130. Схема (а) и цикл в диаграмме  $\xi-i$  (б) абсорбционной водоаммиачной холодильной машины с теплообменником, ректификатором и дефлегматором.

онного устройства  $P$  направляется в дефлегматор  $D$ , где охлаждается водой. В дефлегматоре концентрация пара доводится до  $\xi_{d'} \approx 0,996$ , а частично сконденсированный водоаммиачный пар в виде флегмы через ректификационное устройство  $P$  стекает в генератор  $G$ .

Увеличение концентрации пара, поступающего в конденсатор, приводит к росту удельной массовой холодопроизводительности. На рис. 130, б отрезок  $8-b$  изображает величину  $q_0$  при работе машины без ректификационного устройства  $P$ , а отрезок  $8'-b'$  — при работе с дефлегматором. При дефлегмации пара водой увеличивается количество теплоты, затрачиваемой в генераторе. Разность между начальной и конечной концентрациями жидкого раствора ( $\xi_r - \xi_a$ ) называется *зоной дегазации*, которая определяет область использования одноступенчатой абсорбционной машины в широком интервале температур кипения. Для более устойчивой работы она должна выбираться не ниже 0,08 для водоаммиачных и 0,04 — для бромистолитиевых машин.

При низкой температуре греющей среды или низкой температуре кипения  $t_0 < -45^\circ \text{C}$  применяются абсорбционные машины двухступенчатого сжатия (рис. 131), которые состоят из двух одноступенчатых машин. Для простоты эти машины показаны на рисунке без теплообменников, ректификаторов и дефлегматоров. Пар из испарителя  $I$  поглощается слабым водоаммиачным раствором в абсорбере  $Аб$  ступени низкого давления. Полученный крепкий водоаммиачный раствор насосом перекачивается в гене-

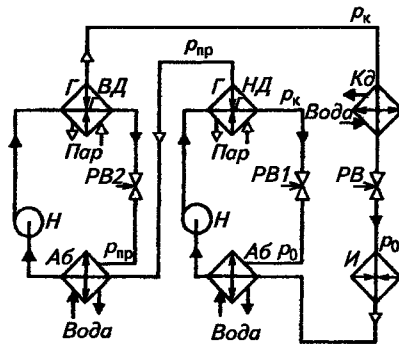


Рис. 131. Схема двухступенчатой абсорбционной холодильной машины

ратор  $\Gamma$ , где кипит при промежуточном давлении  $p_{пр}$ . Пар из генератора низкого давления  $\Gamma$  (НД) поглощается раствором в абсорбере  $Аб$  высокого давления, а крепкий раствор нагнетается насосом в генератор  $\Gamma$  высокого давления. Полученный при выпаривании аммиачный пар направляется в конденсатор  $Кд$ ; образующаяся жидкость через регулирующий вентиль поступает в испаритель  $И$ . Слабый водоаммиачный раствор поступает из генераторов  $\Gamma$  через регулирующие вентили в соответствующие абсорберы. Двухступенчатая машина может работать как с одной температурой кипения, так и с двумя.

Абсорбционные холодильные машины применяют в различных отраслях промышленности, использующих холод, но главным образом там, где есть дешевые источники сбросной теплоты (отработанный пар, горячая вода, отходящие газы) или где необходимо одновременно получить холод и горячую воду (крупные мясокомбинаты, химические комбинаты). Техничко-экономические показатели крупных абсорбционных машин (на 1000 Вт) показаны в табл. 59.

59. Техничко-экономические показатели абсорбционных холодильных машин

Показатель	Температура кипения аммиака, °С		
	-15	-30	-50
Расход греющего пара, кг	4...5	5...6	7...8
Расход охлаждающей воды, при $t_w = +15$ °С, дм <sup>3</sup>	200...250	250...300	350...400

При температуре воды выше  $+15$  °С холодопроизводительность абсорбционной машины уменьшается примерно на 1 % на каждый градус более теплой воды. При этом расход воды и греющего пара увеличивается на 3...4 %.

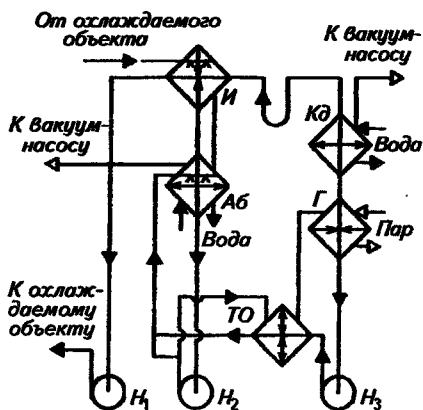


Рис. 132. Схема абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины

Схема бромистолитиевой холодильной машины. В бромистолитиевой холодильной машине (рис. 132) рабочим телом служит вода, а абсорбентом — водный раствор бромистого лития.

В генераторе  $\Gamma$  раствор бромистого лития выпаривается за счет теплоты  $Q_{\Gamma}$  греющего пара или горячей воды. Из раствора выделяется чистый водяной пар, поступающий из генератора  $\Gamma$  в конденсатор  $Кд$ , где конденсируется при отводе теплоты  $Q_{\kappa}$  охлаждающей водой. Конденсат через гидравлический затвор сливается в испаритель  $И$ . Теплая вода от охлаждаемого объекта поступает в испаритель  $И$ , где распыляется с помощью специальных распылителей. Здесь часть воды испаряется, в результате чего охлаждается оставшаяся масса воды, которая насосом  $Н_1$  вновь подается к охлаждаемому объекту. Водяные пары, образовавшиеся в испарителе  $И$ , поступают в абсорбер  $Аб$ , где поглощаются раствором бромистого лития. Слабый раствор из абсорбера  $Аб$  насосом  $Н_2$  подается по двум линиям: меньшая его часть через теплообменник  $ТО$  направляется в генератор для выпаривания, большая — смешивается с крепким раствором, идущим из генератора  $\Gamma$  через теплообменник  $ТО$ , и поступает в форсунки абсорбера  $Аб$ . Теплота абсорбции, выделяющаяся при поглощении водяных паров раствором  $Q_{\alpha}$ , отводится охлаждающей водой. Все процессы в аппаратах бромистолитиевой машины протекают под большим вакуумом, поэтому в систему неизбежно попадает воздух. Паровоздушную смесь из конденсатора и абсорбера удаляют при помощи вакуум-насосов. Насос  $Н_3$  перекачивает крепкий раствор из генератора  $\Gamma$  в абсорбер  $Аб$ . Из-за агрессивности бромистого лития к металлам трубы в генераторе и абсорбере изготавливают из медно-никелевого сплава или коррозионно-стойкой стали, а в водный раствор бро-

мистого лития вводят антикоррозионные добавки. Температура греющего пара не должна превышать 115 °С. Бромистолитиевые машины отличаются легкостью и компактностью агрегата, в котором испаритель *И* и абсорбер *Аб* расположены внутри нижнего кожуха, а конденсатор *Кд* и генератор *Г* — внутри верхнего кожуха. Бромистолитиевые машины экономически выгодно применять для кондиционирования воздуха (благодаря безвредности хлад-агента) и для получения холодной воды в химической промышленности.

### 8.3. АППАРАТЫ АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

**Генераторы.** По конструкции генераторы бывают кожухотрубные, кожухозмеевиковые, элементные и противоточные из двойных труб. Наиболее интенсивными генераторами *Г* являются аппараты вертикального типа с пленочным орошением и ректификационной колонной *2* (рис. 133). Водоаммиачный раствор поступает сверху из ректификационной колонны и, проходя винтовую насадку, стекает пленкой по внутренней поверхности труб, где кипит. Образующийся водоаммиачный пар поднимается вверх, ректифицируется в ректификаторе *2* крепким раствором, проходя через насадку из колец и тарелки, и оттуда поступает в дефлегматор *3*, охлаждаемый водой. Флегма стекает по поверхности тарелок и насадки из колец и, соприкасаясь с парами, ректифицирует их. Греющий пар движется в межтрубном пространстве. Преимущество конструкции — малое заполнение раствором, высокая степень ректификации, высокий коэффициент теплопередачи вследствие хорошего отвода пара из внутренних трубок. Коэффициенты теплопередачи генераторов достигают в вертикальных кожухотрубных 1160 Вт/(м<sup>2</sup>·К); горизонтальных кожухотрубных — 645 Вт/(м<sup>2</sup>·К); двухтрубных — 875 Вт/(м<sup>2</sup>·К).

**Абсорберы.** По конструкции абсорберы разделяются на кожухотрубные, кожухозмеевиковые, элементные и орошаемые снаружи водой. На рис. 134, *а* изображен горизонтальный кожухотрубный абсорбер. Слабый раствор поступает в межтрубное пространство сверху через распределительный коллектор *3*, охлаждающая вода движется по трубам *1*, делая в них несколько ходов. Пары аммиака из испарителя входят снизу в коллектор *5*, откуда через барботеры *4* поступают в межтрубное пространство навстречу слабому раствору. Крепкий раствор стекает вниз и насосом перекачивается через теплообменник в генератор. В таких аппаратах интенсивный барботаж происходит только в нижней части кожуха *2*, и значительная часть теплопередающей поверхности плохо используется из-за слабого движения раствора.

Элементный абсорбер (рис. 134, *б*) состоит из ряда расположенных один над другим кожухотрубных элементов *1*. Охлаждающая вода циркулирует противотоком внутри труб, которые орошаются

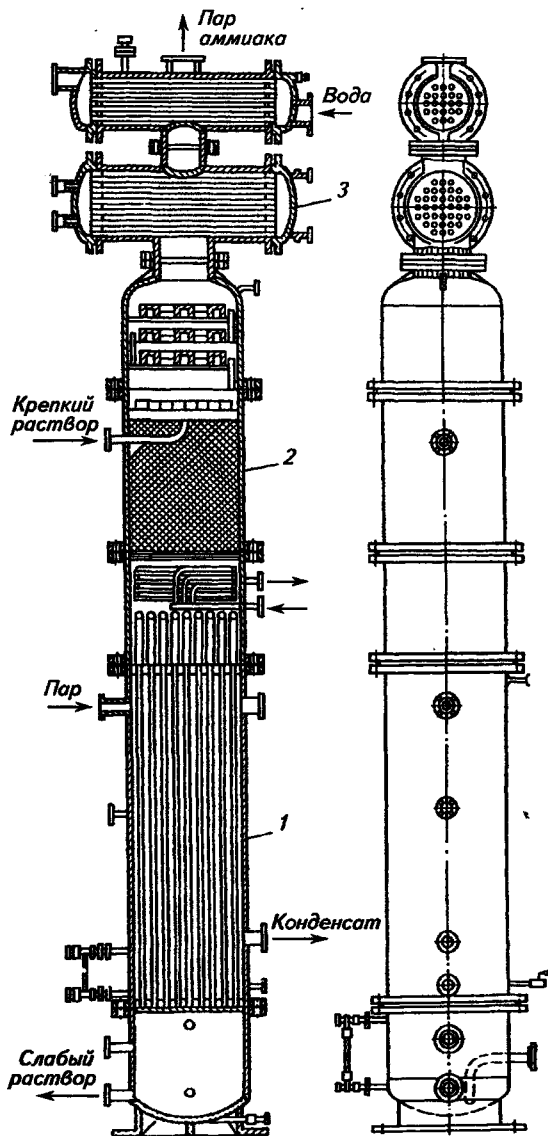


Рис. 133. Вертикальный кожухотрубный генератор с ректификатором

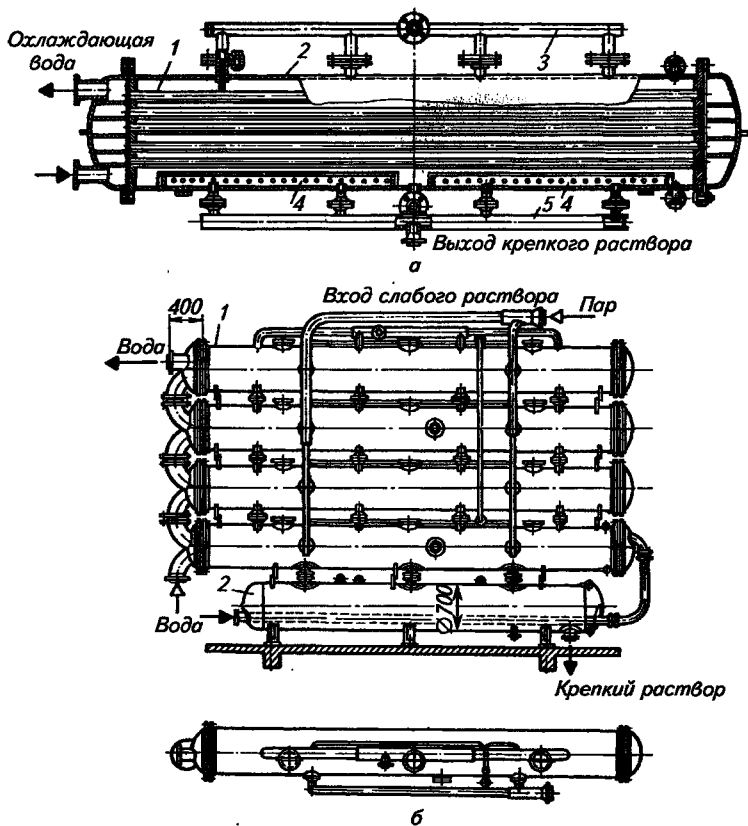


Рис. 134. Абсорберы:

*a* — кожухотрубный горизонтальный; *б* — элементный

раствором. Слабый раствор поступает в верхний элемент и последовательно переходит в нижний; крепкий раствор стекает в ресивер 2. Пары аммиака параллельно распределяются по элементам. Такие абсорберы применяются в установках большой производительности. Средние коэффициенты теплопередачи абсорберов составляют  $[Вт/(м^2 \cdot К)]$ : для кожухотрубных — 290; кожухозмеевиковых — 815; для элементных — 815; для абсорберов, орошаемых снаружи водой, — 465.

**Теплообменники.** Теплообменники выполняют в виде двухтрубного, элементного или кожухотрубного аппарата. По трубам обычно циркулирует слабый раствор, а в межтрубном пространстве — крепкий раствор.

**Водоаммиачный насос.** Для перекачивания водоаммиачного раствора из абсорбера в генератор в абсорбционных холодильных машинах средней производительности применяют поршневые насосы. Для предотвращения вскипания раствора в насосе частота вращения должна быть не более  $0,5 \text{ с}^{-1}$  (30 об/мин). В абсорбционных машинах большой производительности применяют многоступенчатые центробежные и ротационные насосы, устанавливающиеся между абсорбером и теплообменником.

#### 8.4. МАЛЫЕ АБСОРБЦИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Малые абсорбционные холодильные машины применяют в домашних холодильниках. По принципу действия они делятся на три типа: периодического действия с жидким абсорбентом; периодического действия с твердым абсорбентом; непрерывного действия.

Абсорбционные машины периодического действия имеют генератор и абсорбер, совмещенные в одном аппарате (рис. 135, а). При зарядке и нагревании генератора-абсорбера ( $G-Aб$ ) из крепкого раствора выделяются пары аммиака, которые поступают в  $Kд$ . Жидкий аммиак накапливается в испарителе  $I$ . При разрядке жидкий аммиак испаряется в испарителе  $I$ , а слабый раствор поглощает пары аммиака в генераторе-абсорбере  $G-Aб$ , который при этом охлаждается. При такой схеме аппараты должны быть рассчитаны на объем, достаточный для накопления в испарителе жидкого аммиака на весь рабочий период. За 1,5—2 ч обогрева можно накопить количество жидкого аммиака в испарителе  $I$ , достаточное для охлаждения шкафа в период разрядки в течение 10...12 ч. Период разрядки машины начинается с медленного падения давления в системе, и к моменту достижения давления кипения, соответствующего температуре кипения, часть паров поглощается раствором, что снижает холодопроизводительность.

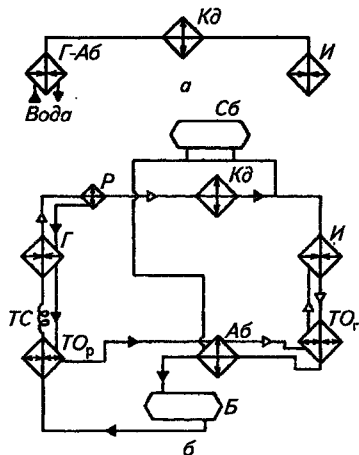
Для электрического обогрева этих машин необходимо больше электроэнергии, чем на привод компрессора. На 1 кВт холода машина периодического действия расходует около 4,5 кВт теплоты при мощности 5 кВт, а компрессионная машина — около 1 кВт электроэнергии. Более экономично мелкие холодильные машины работают при обогреве их газом или керосином.

Абсорбционные машины второго типа в качестве твердого поглотителя имеют пористое тело с большой поверхностью. В них при зарядке из генератора выделяются пары хладагента без примесей поглотителя, что улучшает работу холодильной машины. Эти машины широкого распространения не получили.

Абсорбционная машина непрерывного действия с инертным газом показана на рис. 135, б. В ней отсутствует насос, и давления

Рис. 135. Схемы малых абсорбционных холодильных машин:

*а* — периодического действия, *б* — непрерывного действия с инертным газом



во всех аппаратах одинаковы благодаря добавлению в систему инертного газа — водорода.

Принцип работы машины следующий. В генераторе *Г*, нагреваемом электрогрелкой или газом, кипит крепкий водоаммиачный раствор и выделяются пары аммиака с незначительным количеством водяных паров. Затем смесь паров поступает в ректификатор *Р*, где водяной пар конденсируется и стекает в генератор *Г*, а аммиачный пар поступает в конденсатор *Кд* с воздушным охлаждением. Жидкий аммиак направляется в испаритель *И*, заполненный водородом, общее давление в котором равно давлению в конденсаторе  $14,7 \cdot 10^5$  Па. В испарителе *И* жидкость испаряется и пар диффундирует в водород.

При этом парциальное давление кипения аммиака составляет  $(2...3) \cdot 10^5$  Па и воздух в шкафу охлаждается. Холодная водоаммиачная смесь, пройдя по наружной трубе газового теплообменника *ТО*, поступает через бачок *Б* в змеевик абсорбера *Аб*, куда сверху поступает из генератора *Г* слабый раствор, охлажденный в теплообменнике раствора *ТО<sub>р</sub>*. Слабый водоаммиачный раствор поглощает пары аммиака из водоаммиачной смеси и, насыщенный, стекает в бачок *Б*, а водород, освободившись от аммиака, из верхней части абсорбера *Аб* вновь поступает в испаритель *И*, пройдя газовый теплообменник *ТО<sub>г</sub>*. Так как давление в абсорбере *Аб* равно давлению в генераторе *Г*, то для перекачивания крепкого раствора из абсорбера *Аб* в генератор *Г* нужно преодолеть сопротивление только труб и теплообменника раствора. Это осуществляется с помощью термосифона *ТС*, в котором раствор нагревается и благодаря частичному парообразованию уносится в генератор *Г*. Сборник водорода *Сб* предназначен для регулирования давления в системе в зависимости от температуры окружающего воздуха. При ее повышении растет давление конденсации и водород вытесняется парами аммиака из сборника *Сб* в испаритель и абсорбер, в результате чего и в этих аппаратах повышается общее давление. В результате включения теплообменников в схему увеличивается тепловой коэффициент машины. Такие машины применяют для охлаждения камер домашних холодильников «Кавказ», «Ладoga», «Север» и др.



## 8.5. ПАРЭЖЕКТОРНАЯ ХОЛОДИЛЬНАЯ МАШИНА

Пароэжекторная холодильная машина работает так же, как и абсорбционная, с затратой тепловой энергии. Хладагентом служит вода, которая охлаждается частичным испарением при вакууме (около 400...1070 Па или 3...8 мм. рт. ст.). Принципиальная схема пароэжекторной холодильной машины показана на рис. 136, *а*. Для создания вакуума в испарителе *И* применяют эжектор, состоящий из сопла, камеры смешения и диффузора. В генераторе *Г* получается рабочий пар давлением  $p$ , который поступает в сопло эжектора. При расширении пара в сопле до давления  $p_0$  потенциальная энергия преобразуется в кинетическую энергию движущейся струи рабочего пара, которая в камере смешения увлекает холодные пары, поступающие из испарителя *И*, и смешивается с ними. Смесь паров давлением  $p_0$  поступает далее в диффузор, где в расширяющейся его части в результате снижения скорости движения сжимается до давления конденсации  $p_k$ . Затем пар конденсируется в конденсаторе *Кд*. Полученная жидкость делится на два потока. Один поступает в испаритель *И* через регулирующийся вентиль *РВ* при давлении  $p_0$ , а другой насосом перекачивается в генератор, на что затрачивается работа  $L_n$ . На рис. 136, *б* показан теоретический цикл в диаграмме  $s-T$ : линия 1—2—адиабатическое расширение сухого рабочего пара в сопле эжектора от давления пара в генераторе  $p$  до давления в испарителе  $p_0$ ; линия 2—4—смешение рабочего пара (состояние 2) с сухим насыщенным паром из испарителя *И* (состояние 4), 6—точка смеси; линия 6—7—сжатие смеси рабочего и холодного паров в диффузоре до давления конденсации  $p_k$ ; линия 7—8—конденсация водяных паров в конденсаторе *Кд*; линия 8—9—дресселирование части воды в регулирующем вентиле *РВ*; линия 9—4—кипение воды в испарителе.

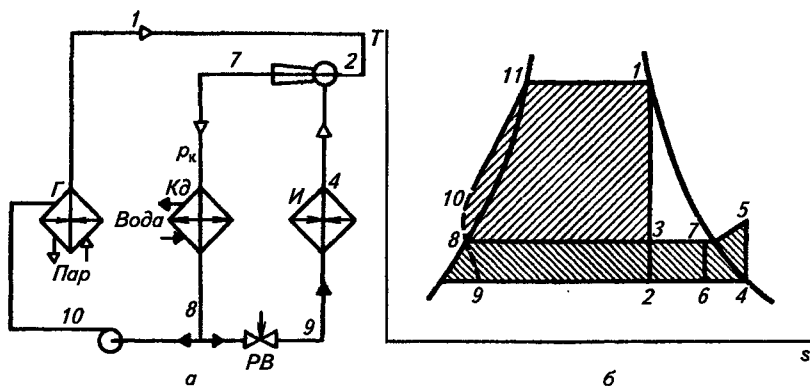


Рис. 136. Схема (*а*) и цикл в диаграмме  $s-T$  пароэжекторной холодильной машины

ле  $I$ ; линия  $8-10$  — сжатие части воды насосом; линия  $10-11$  — нагрев воды в генераторе  $G$ ; линия  $11-1$  — процесс парообразования в генераторе. Так как вода сжимается мало, то точки  $8$  и  $10$  должны совпадать. В машине совершаются два цикла: прямой  $1-3-8-10-11$  и обратный холодильный  $4-5-7-8-9-4$ .

Тепловой баланс парожекторной машины

$$Q_k = Q_0 + Q_T + L_n,$$

где  $Q_k$  — теплота, отведенная в конденсаторе  $Kd$ , Вт;  $Q_0$  — теплота, подведенная в испарителе  $I$  от охлаждаемой среды, Вт;  $Q_T$  — теплота, подведенная в генераторе, Вт;  $L_n$  — работа питательного насоса, Вт.

Тепловой коэффициент

$$\zeta = Q_0 / (Q_T + L_n).$$

Пароводяные эжекторные холодильные машины применяют для охлаждения воды в различных производствах и установках кондиционирования воздуха, где имеется пар абсолютным давлением  $50...60$  кПа и большое количество охлаждающей воды.

#### Контрольные вопросы и задания

1. В чем принципиальная разница между абсорбционной и компрессионной холодильными машинами?
2. Перечислите требования, предъявляемые к рабочим телам абсорбционных холодильных машин?
3. Каким образом поддерживается давление кипения в испарителе абсорбционных холодильных машин?
4. С какой целью в схему абсорбционных холодильных машин включают теплообменник и ректификатор?
5. Назовите преимущества и недостатки абсорбционных холодильных машин.
6. Почему абсорбционные холодильные машины менее экономичны по сравнению с компрессионными?
7. Перечислите области целесообразного применения абсорбционных холодильных машин.
8. Какую роль играет водород в схеме абсорбционной холодильной машины непрерывного действия?
9. Каким образом поддерживается давление кипения в испарителе парожекторной холодильной машины?

## Глава 9

## ХОЛОДИЛЬНЫЕ ПРЕДПРИЯТИЯ

## 9.1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

*Холодильник* — это промышленное сооружение или устройство, предназначенное для охлаждения, замораживания и хранения скоропортящейся продукции или иных грузов при требуемых температурно-влажностных режимах.

Холодильники имеют характерные особенности.

1. В них обрабатываются и хранятся ценные скоропортящиеся продукты, для сохранения которых требуется поддерживать в камерах температуры ниже температуры наружной окружающей среды.

2. Теплота и влага наружного воздуха стремятся проникнуть в холодильник; для уменьшения проникновения теплоты и влаги внутрь помещений необходимо создавать специальные конструкции ограждения.

3. Большой объем перемещаемых грузов и необходимость быстрой их разгрузки связаны с необходимостью широкого применения транспортных устройств.

4. К ним предъявляют высокие санитарные требования.

Наличие разнообразных холодильных предприятий отвечает задачам осуществления непрерывной холодильной цепи. *Холодильной цепью* называют совокупность холодильников различных типов и организацию взаимной связи между ними, благодаря чему пищевые продукты (начиная с момента производства и кончая потреблением) находятся при постоянном воздействии низких температур. Отдельные типы холодильников являются звеньями непрерывной холодильной цепи.

Холодильники можно классифицировать по различным признакам.

Прежде всего, холодильники различают по целевому назначению. Эта классификация наиболее полно отражает особенности работы холодильников и их оборудования.

По целевому назначению различают холодильники производственные, распределительные, портовые, базисные, торговые, транспортные, бытовые и специального назначения.

**Производственные холодильники.** Их строят при пищевых предприятиях, перерабатывающих скоропортящиеся продукты. Такие холодильники служат для первичной тепловой обработки и кратковременного хранения сырья и продуктов производства этих предприятий. Производственные холодильники имеют сравнительно мощное холодильное оборудование, так как из-за наличия охлаждающих и замораживающих устройств требуется значительный расход холода. Работа холодильников этого типа характеризуется неравномерностью (часто значительной), связанной с сезонностью заготовки пищевых продуктов.

Холодильники данного типа могут быть самостоятельным предприятием в месте заготовки (например, заготовительным птицы) или цехом какого-либо пищевого предприятия (рыбокомбината, мяскокомбината, молочного комбината).

**Распределительные холодильники.** Их строят в городах и промышленных центрах. Такие холодильники предназначены для круглогодичного снабжения населения скоропортящимися продуктами. На распределительные холодильники грузы поступают с производственных холодильников. Грузы, отеплившиеся в пути, доохлаждаются и домораживаются в камерах распределительных холодильников. Если на одной территории с холодильными складами размещены другие производства, потребляющие холод (например, льдозавод, фабрика мороженого и т. п.), то предприятие называют хладокомбинатом.

**Базисные холодильники.** Предназначены для долгосрочного хранения продуктов с целью создания резервов. Эти холодильники имеют большую вместимость камер хранения грузов и незначительную производительность охлаждающих и замораживающих устройств. На таких холодильниках предъявляют повышенные требования к постоянству поддержания температурно-влажностных режимов в охлаждаемых помещениях.

**Портовые холодильники.** Служат для хранения скоропортящихся продуктов в местах перегрузки их с одного вида транспорта на другой (например, с водного на железнодорожный); они имеют увеличенную площадь вспомогательных помещений для сортировки и осмотра груза. На этих холодильниках должна быть высокая степень механизации погрузочно-разгрузочных работ.

**Торговые холодильники.** Их строят при предприятиях торговли и общественного питания. Такие холодильники предназначены для краткосрочного хранения продуктов перед их реализацией. Торговые холодильники обычно имеют небольшое число камер и сравнительно высокие температуры хранения от +5 до -5 °С. К торговым холодильникам относятся также холодильные шкафы торгового типа, охлаждаемые прилавки и витрины, сборные камеры.

**Транспортные холодильники.** Предназначены для транспортировки продуктов при низких температурах. К ним относятся реф-

рижераторные суда, авторефрижераторы, рефрижераторные поезда, воздушный холодильный транспорт. Транспортные холодильники могут выполнять функции производственных холодильников, например промысловые суда-рефрижераторы. Отличительная особенность этих холодильников — широкий диапазон поддержания температур в охлаждаемых помещениях, а также снижение требований к точности поддержания параметров воздушной среды.

**Бытовые холодильники.** Служат для краткосрочного хранения скоропортящихся продуктов в быту и являются последним звеном в непрерывной холодильной цепи. Они имеют полностью автоматизированную холодильную машину, красивую внешнюю отделку.

**Холодильники специального назначения.** Предназначены для хранения медицинских препаратов, мехов и т. д. Планировка таких холодильников и температурный режим зависят от назначения холодильника.

Классификация холодильников по назначению в некоторой степени условна, так как функции холодильников могут меняться. Например, производственный холодильник может выполнять функции распределительного.

Холодильники можно классифицировать по вместимости или объему камер хранения, а также по производительности устройств для охлаждения и замораживания.

За рубежом объем холодильников характеризуется объемом камер хранения в кубических метрах. В нашей стране размер только домашних холодильников и торгового холодильного оборудования оценивается и в кубических дециметрах, и в кубических метрах. Размеры промышленного холодильника определяются вместимостью — массой груза (в тоннах), который может одновременно храниться в охлаждаемых камерах холодильника.

В зависимости от объемной массы груза, его упаковки и способа укладки разные продукты занимают разный объем и имеют разную плотность укладки. Так, в  $1 \text{ м}^3$  грузового объема холодильной камеры размещается  $0,3...0,45 \text{ т}$  мороженого мяса, уложенного в штабели, и  $0,63...0,7 \text{ т}$  масла в ящиках, т. е. при размещении одной и той же массы груза размеры камер для мороженого мяса должны быть в  $1,5...1,8$  раза больше, чем размеры камер для масла. Поэтому, чтобы по вместимости можно было судить о размерах холодильника, введено понятие условной вместимости.

За условную вместимость принимают вместимость холодильника при загрузке его мороженым мясом в полутушах и четвертинах с плотностью укладки  $0,35 \text{ т на } 1 \text{ м}^3$ .

По условной вместимости холодильники подразделяются на малые, имеющие вместимость от 250 до 1000 усл. т, средние — от 1000 до 5000 усл. т и крупные — свыше 5000 усл. т. Вместимость производственных помещений в общую вместимость холодильника, как правило, не включают. Другая важная характеристика холодильника — производительность оборудования для осуще-

ствления основных технологических процессов холодильной обработки. Производительность (производственная мощность) холодильника определяется массой продуктов, обрабатываемых в единицу времени (т/ч, т/смену, т/сут). Принято считать, что производительность помещений или оборудования для тепловой обработки продуктов до 20 т/сут малая, от 20 до 100 т/сут средняя, свыше 100 т/сут крупная.

По этажности холодильники делятся на одно- и многоэтажные. Первые более просты по конструкции, имеют большой фронт грузовых работ, допускают применение комплексной механизации погрузочно-разгрузочных работ, позволяют увеличить норму нагрузки на 1 м<sup>2</sup> площади пола и соответственно высоту камер до 10...12 м. Это создает предпосылки к строительству одноэтажных холодильников любой вместимости. Строительные конструкции одноэтажного холодильника легче (а, следовательно, дешевле), так как они не несут нагрузки от уложенных грузов; по этой причине они могут быть построены значительно быстрее.

Однако одноэтажные холодильники занимают большую площадь, нуждаются в искусственном подогреве грунта под низкотемпературными камерами, имеют большие поверхности наружных ограждений, из-за которых увеличивается теплоприток (в среднем на 30 %) и приблизительно на столько же возрастают потери продуктов от усушки по сравнению с потерями в многоэтажных холодильниках такой же вместимости.

В многоэтажных холодильниках рациональным выбором размеров здания и принципа размещения камер можно избежать искусственного подогрева грунта и уменьшить теплопритоки в холодильник. Вместе с тем строительные конструкции многоэтажных холодильников имеют более высокую стоимость, и механизация грузовых операций усложняется. Многоэтажными строят холодильники вместимостью от 10 000 т и выше.

В последние годы при строительстве одноэтажных холодильников применяют так называемую модульную конструкцию. Холодильник собирают на месте строительства из определенного числа типоразмеров модулей (блоков), изготовленных на заводе. Каркас модуля собирают из легких металлических конструкций, к которым подвешивают теплоизолированные панели. Холодильное оборудование размещается в специальном контейнере, выполняющем функцию машинного отделения. В холодильниках такого типа в любой камере в любое время года обеспечивается температурный режим в широком диапазоне от 0 до -20 °С, предусматривается камера замораживания с температурой воздуха -30...-35 °С. Необходимая вместимость достигается изменением числа и типоразмера модулей.

Интересен опыт работы подземных холодильников, для которых используются естественные пещеры, горные выработки, бывшие каменоломни.

При остановке холодильной машины или при повышении температуры наружного воздуха в камерах холодильника температура длительное время остается достаточно низкой из-за большой аккумулялирующей способности естественных ограждений.

Уменьшается расход холода для покрытия внешних теплопотоков. Строительство подземных холодильников обходится на 30...40 % дешевле, чем строительство наземных. Недостатки подземных холодильников — малый фронт погрузочно-разгрузочных работ, длительное первоначальное охлаждение грузовых помещений в связи с необходимостью охлаждения естественных наружных ограждений, значительная протяженность коридоров, коммуникаций.

## 9.2. РАСЧЕТ ВМЕСТИМОСТИ И ПЛОЩАДИ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

**Расчет вместимости холодильников.** Вместимость холодильника — исходная величина для определения площади холодильных камер и других помещений холодильника. Вместимость распределительных, базисных холодильников может быть задана, а структура определена по данным табл. 60.

60. Структура вместимости охлаждаемых помещений распределительного холодильника

Вместимость распределительного холодильника $V$ , усл. т	Вместимость камер хранения, % от общей вместимости			Суточная производительность камер дозревания, % от общей вместимости камер хранения мороженого мяса
	мороженого продуктов, $t_s = -20^\circ\text{C}$	охлажденных продуктов, $t_s = 0...-2^\circ\text{C}$	с универсальным температурным режимом, $t_s = 0^\circ\text{C}/-20^\circ\text{C}$	
250				
400				
700	50—65	50—35	—	—
1000				
1500	60	15	25	До 1
3000				
5000				
10000 и более	75	10	15	До 0,5

Для производственных холодильников исходной величиной обычно бывает суточная (или сменная) производительность по виду обрабатываемого продукта  $M_{\text{сут}}$  ( $M_{\text{см}}$ ).

Согласно техническим условиям на проектирование холодильников предприятий мясной промышленности условную вместимость холодильника при мясокомбинате определяют по формуле

$$V_{\text{хол}} = 40M_{\text{см}},$$

где 40 — расчетное число смен;  $M_{\text{см}}$  — сменная производительность комбината, т в смену.

Например, при мясокомбинате производительностью 50 т в смену предусматривают холодильник условной вместимостью 2000 т. В качестве расчетной принимают двухсменную работу комбината в течение суток. Основную площадь холодильника занимают камеры и устройства для охлаждения и замораживания мяса и мясопродуктов, а также камеры для кратковременного хранения охлажденных и мороженых мясопродуктов.

Распределительный холодильник. Потребную условную вместимость холодильника определяют по максимальному количеству груза, одновременно хранящегося в камерах холодильника.

Условную вместимость холодильника в тоннах условного груза рассчитывают как сумму условных вместимостей камер хранения без подвесных путей и камер, оборудованных подвесными путями, причем для первых норму загрузки принимают 0,35 т на 1 м<sup>3</sup> камеры.

Условная вместимость холодильника (т)

$$B_x = \Sigma B_{к.у} + \Sigma B_{к.п.у}, \quad (9.1)$$

где  $B_{к.у}$  — суммарная условная вместимость камер хранения мороженых и охлажденных грузов (без подвесных путей), т;  $B_{к.п.у}$  — суммарная условная вместимость камер хранения охлажденного мяса, оборудованных подвесными путями, т.

Производственные холодильники. Вместимость производственных холодильников определяется производительностью предприятий, которые обслуживают холодильники.

Вместимость холодильника при мясокомбинате складывается из вместимости камер хранения мороженых грузов и камер хранения охлажденных грузов. Вместимость камер хранения мороженого мяса принимают в размере не менее 40-сменной производительности комбината при выработке мяса, камер хранения охлажденного мяса — 5—6-сменной. Производительность камер однофазного замораживания мяса принимают равной 70...90 %, а камер интенсивного охлаждения — 30...10 % от суточной производительности мясожирового корпуса.

Могут быть предусмотрены универсальные камеры охлаждения и хранения охлажденного мяса или охлаждения и замораживания мяса. При отсутствии в камере подвесных путей охлажденное мясо хранится в стоечных поддонах.

Температурный режим принимают:  $-20^{\circ}\text{C}$  для камер хранения мороженого мяса и мясопродуктов, от 0 до  $-2^{\circ}\text{C}$  для камер хранения охлажденного мяса,  $-2^{\circ}\text{C}$  для камер одностадийного охлаждения,  $-35^{\circ}\text{C}$  для камер однофазного замораживания.

Вместимость производственного холодильника при мясокомбинате равна:

$$B_x = B_{\text{кам. хр. мор. гр}} + B_{\text{кам. хр. охл. гр}} \quad (9.2)$$



Вместимость камер хранения (т):

$$B_{\text{кам}} = m_{\text{сут}} \tau, \quad (9.3)$$

где  $m_{\text{сут}}$  — суточное поступление груза в камеру, т/сут;  $\tau$  — срок хранения, сут.

Для мороженого груза  $\tau = 30 \dots 50$  сут, для охлажденного  $\tau = 5 \dots 10$  сут.

Таким образом,

$$B_{\chi} = B_{\text{кам. хр.мор.м}} + B_{\text{кам. хр.с/п}} + B_{\text{кам. хр.ж}} + B_{\text{кам. хр.охл.м}}, \quad (9.4)$$

где  $B_{\text{кам. хр.мор.м}}$ ,  $B_{\text{кам. хр.с/п}}$ ,  $B_{\text{кам. хр.ж}}$ ,  $B_{\text{кам. хр.охл.м}}$  — вместимость камер для хранения соответственно мороженого мяса, субпродуктов, жира, охлажденного мяса.

Вместимость рыбных холодильников определяют исходя из 20...30-дневного хранения мороженой рыбы в камерах холодильника, а производительность камер замораживания или морозильных аппаратов — по максимальному суточному поступлению рыбы в период наибольшего лова.

Вместимость холодильников при рыбообрабатывающих предприятиях определяется производительностью рыбозавода. Для предприятий средней мощности принимают вместимость холодильника 1500...2000 т. На эти холодильники поступает преимущественно мороженая рыба, поэтому камеры замораживания на них либо вообще не предусматривают, либо предусматривают камеры производительностью не более 1 % от вместимости камер хранения. В камерах хранения мороженой рыбы принимают температуру воздуха  $-25^{\circ}\text{C}$ , в камерах хранения соленой продукции —  $0 \dots -8^{\circ}\text{C}$ .

Вместимость холодильника при молочном заводе принимают в размере 10—15-сменной мощности завода по переработке молока, причем 70...80 % отводят для хранения творога, 20...30 % — для замороженных сливок. Следует также предусматривать дополнительную вместимость для хранения продуктов, поступающих с периферийных предприятий. При наличии при молочном заводе цеха по производству мороженого на холодильнике предусматривают камеры для его закаливания и хранения. В камерах хранения мороженых молочных продуктов принимают температуру воздуха  $-20^{\circ}\text{C}$ , в камерах замораживания  $-30^{\circ}\text{C}$ , в камерах закаливания и хранения мороженого  $-25^{\circ}\text{C}$ .

Холодильники для фруктов предназначены для длительного хранения фруктов и винограда поздних сортов созревания, а также для краткосрочного хранения фруктов, винограда и ягод ранних сроков созревания. Фрукты хранят в специальных ящичных поддонах, деревянных ящиках и контейнерах. Вместимость специализированных холодильников для фруктов определяют также из расчета 0,35 т продукции на  $1 \text{ м}^3$  грузового объема; при этом

камеры предварительного охлаждения учитывают как камеры хранения. Иногда в проектах приводят условную вместимость холодильников для фруктов по основному виду хранимой продукции с учетом принятого способа размещения грузовых штабелей (вместимость по яблокам, винограду и т. п.). В холодильниках вместимостью 2000 т и более для хранения фруктов в регулируемой газовой среде отводят 20...30 % общей вместимости. Не допускается совместное хранение в одной камере холодильника винограда и фруктов, а также разных видов фруктов, обладающих ярко выраженным ароматом. Во фруктохранилищах вместимостью 2000 т и более предусматривают цех товарной обработки площадью 20...30 % площади камер, где сортируют и упаковывают фрукты, виноград и ягоды. При отсутствии такого помещения в период отгрузки необходимо выделить одну из камер, в которой поддерживают температуру 2...6 °С при подготовке партии продуктов к отправке на распределительные холодильники и 10...20 °С при отгрузке в торговую сеть. Дозревание некоторых плодов (груши) и овощей (томаты) проводят в специальном помещении при 18...20 °С в течение 3...7 дней.

**Расчет строительной площади холодильника.** Расчет площади холодильника начинают с выбора структуры холодильника. На основании принятой схемы технологических процессов определяют вместимость и ориентировочное число камер различного назначения. Полученные вместимости и производительности охлаждаемых помещений позволяют найти объем и площадь этих помещений. Размеры камер зависят также от вида груза и способа его размещения. Груз в охлаждаемых помещениях может быть уложен в штабель, размещен на подвесных путях или расположен на полках стеллажей, этажерок или тележек.

Укладку груза в штабели применяют главным образом в помещениях для хранения и иногда в помещениях для домораживания грузов (если он упакован в тару). Груз укладывают в штабель на поддонах или в контейнерах, и его удобно брать из штабеля пакетами при помощи штабелеукладчиков или электропогрузчиков. Для одноэтажных холодильников с увеличенной высотой камер предусматривают, как минимум, укладку двух нижних пакетов штабеля с использованием строчных поддонов (рис. 137). Плотность укладки груза в охлаждаемых помещениях определяется нормой загрузки единицы объема с учетом тары  $g_v$  (т/м<sup>3</sup>) (табл. 61).

Пользуясь нормой загрузки объема, можно определить грузовой объем  $V_{гр}$  (м<sup>3</sup>) помещения или группы однородных помещений, необходимый для размещения груза в количестве, соответствующем действительной (или условной) расчетной вместимости  $B$  (т) камер:

$$V_{гр} = B/g_v. \quad (9.5)$$

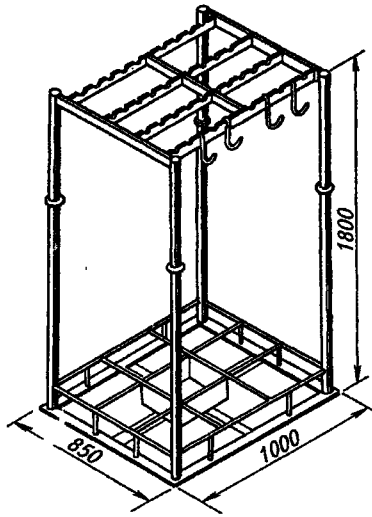


Рис. 137. Стоечный поддон

61. Норма загрузки 1 м<sup>3</sup> грузового объема камер и коэффициенты пересчета в условный груз

Продукт	Норма загрузки г, т/м <sup>3</sup>	Коэффициент пересчета	Продукт	Норма загрузки г, т/м <sup>3</sup>	Коэффициент пересчета
Говядина мороженая:			Масло сливочное при укладке на поддонах:		
в четвертинах	0,40	0,87	в деревянных ящиках	0,63	0,56
в полутушах	0,30	1,17	в картонных ящиках	0,70	0,50
в полутушах и четвертинах	0,35	1,00			
Баранина мороженая	0,28	1,25	Жиры животные топленые в деревянных бочках	0,40	0,87
Свинина мороженая	0,45	0,78	Маргарин:		
Мясо и субпродукты мороженые в блоках	0,60	0,58	в картонных ящиках	0,70	0,50
Мясо кроличье мороженое в деревянных ящиках	0,28	1,25	в деревянных бочках	0,43	0,81
Колбасные изделия в деревянных ящиках	0,40	0,87	Птица мороженая:		
Копчености в деревянных ящиках	0,50	0,70	в деревянных ящиках	0,34	1,03
Рыба мороженая без тары	0,45	0,78	в картонных ящиках	0,38	0,92
Рыба соленая в деревянных бочках	0,37	0,95	Яйца:		
Сыры:			в деревянных ящиках с прокладкой из картона	0,27	1,30
без тары в деревянных ящиках	0,50	0,7	в картонных ящиках	0,24	1,46
в деревянных барабанах	0,46	0,76			

Продукт	Норма загрузки г, т/м <sup>3</sup>	Коэффициент пересчета	Продукт	Норма загрузки г, т/м <sup>3</sup>	Коэффициент пересчета
Творог:			Яичный меланж мороженный	0,55	0,64
в кадках	0,71	0,49	Стушенное молоко в деревянных и картонных ящиках	0,47	0,74
брикеты в коробках	0,60	0,58	Консервы:		
Сметана в бочках	0,75	0,47	в деревянных ящиках	0,41	0,85
Маргарин фасованный	0,57	0,61	в картонных ящиках	0,50	0,70
Стушенное молоко:			Сыр плавленый в деревянных ящиках	0,67	0,52
в деревянных бочках	0,57	0,61	Рыба мороженная: в деревянных ящиках	0,39	0,90
в фанерных кадках	0,74	0,47	Рыбное филе мороженое в картонных ящиках	0,55	0,64
Яичные и молочные продукты сухие в фанерных барабанах и картонных ящиках	0,40	0,87	Яблоки и груши в деревянных ящиках	0,34	1,03
Молоко сухое в крафт-мешках	0,60	0,58	Цитрусовые:		
Плоды и овощи сушеные в деревянных ящиках	0,35	1,00	в фанерных ящиках	0,32	1,09
Мороженое на рейках без стеллажей:			в картонно-деревянных ящиках	0,30	1,17
в картонных коробках	0,17	2,06	Виноград и томаты в лотках	0,30	1,17
в контейнерах	0,33	1,06	Лук репчатый	0,34	1,03
в гильзах	0,21	1,67	Морковь	0,32	1,09
Мороженое на стеллажах в картонных коробках	0,23	1,52	Сыр без тары	0,30	1,17
При укладке в контейнерах:			Арбузы и дыни	0,40	0,87
сметана в бочках	0,46	0,76	Яблоки и груши	0,45	0,78
творог в кадках	0,45	0,78	Капуста кочанная	0,30	1,17
морковь	0,36	0,97			
свекла	0,46	0,78			
лук репчатый	0,38	0,92			
картофель	0,50	0,70			

Эти же данные дают возможность пересчитать действительную вместимость помещения (или всего холодильника) в условную и обратно, поскольку для каждого помещения неизменной величиной является его грузовой объем  $V_{гр}$ , откуда:

$$V_{гр} = B_{усл} / g_v_{усл} = B / g_v,$$

$$B = B_{\text{усл}} g_v / g_{\text{вусл}} = B_{\text{усл}} / a \quad \text{или} \quad B_{\text{усл}} = Ba, \quad (9.6)$$

так как  $a = g_{\text{вусл}} / g_v$ ,

где  $B_{\text{усл}}$  — условная вместимость камеры (холодильника), усл. т;  $g_{\text{вусл}}$ ,  $g_v$  — соответственно условная и действительная нормы загрузки единицы объема, т/м<sup>3</sup>;  $B$  — действительная вместимость камеры (холодильника), т;  $a$  — коэффициент пересчета в условный груз.

Значения  $g_v$  и  $a$  выбирают из табл. 61.

Для камер, оборудованных подвесными путями,  $a = 4$ .

Грузовая площадь, или площадь камеры, занимаемая штабелями (м<sup>2</sup>),

$$F_{\text{гр}} = V_{\text{гр}} / h_{\text{гр}}, \quad (9.7)$$

где  $h_{\text{гр}}$  — грузовая высота, под которой понимают высоту штабеля, м.

Высота штабеля ограничивается прежде всего строительной высотой помещения, причем по технологическим условиям считается необходимым, чтобы в предельном случае штабель не доходил до потолка или до низа несущих конструкций на 0,2 м или на 0,3 м от потолочных приборов охлаждения, а также от воздухопроводов, если они есть в помещении. При гладких потолках высота подвеса светильников не должна превышать 0,15 м от перекрытия и 0,3 м до штабеля, при балочных перекрытиях (покрытиях) светильники не должны выступать ниже несущих конструкций.

При укладке штабеля на междуэтажное перекрытие необходимо, чтобы нагрузка на пол не превышала допустимой нагрузки для данного перекрытия  $g_{\text{Фдоп}}$ , т. е.

$$g_v h_{\text{гр}} \leq g_{\text{Фдоп}}. \quad (9.8)$$

В современных многоэтажных холодильниках допустимая нагрузка на пол  $g_{\text{Фдоп}} = 2000$  кг/м<sup>2</sup> при высоте этажа 4,8 м;  $g_{\text{Фдоп}} = 2500$  кг/м<sup>2</sup> при высоте этажа 5,4 м и  $g_{\text{Фдоп}} = 3000$  кг/м<sup>2</sup> при высоте этажа 6,0 м.

Это позволяет не только укладывать штабель достаточной высоты, но и применять в охлаждаемых помещениях механизмы для укладки и транспортировки грузов, имеющие довольно большую собственную массу.

Высота штабеля продуктов в одноэтажном холодильнике практически не ограничивается по соображениям прочности строительных конструкций, поскольку нагрузка на такой пол, лежащий непосредственно на грунте, может составлять 4000...5000 кг/м<sup>2</sup>, что является одним из важнейших преимуществ одноэтажных холодильников. В некоторых случаях высота штабеля может быть ограничена еще и прочностью тары, в которую упакованы продук-

ты, так как при значительной высоте штабеля нагрузка на нижние ряды может оказаться недопустимо большой. В этом случае нижние ряды продуктов хранят в стоечных поддонах, принимающих на себя нагрузку от верхних рядов штабеля. В высотных одноэтажных холодильниках (высотой более 8 м) груз, собранный в пакеты на поддонах или в контейнерах, укладывают на полки стеллажей.

Однако не вся площадь помещения занята штабелями грузов, так как часть площади занимают колонны, отступы от стен и от пристенных приборов охлаждения, имеющие величину 0,3 м, а также грузовой проезд шириной 1,6 м (в камере площадью свыше 100 м<sup>2</sup>).

В камерах непосредственно за дверью предусматривается площадка размерами 3,5 × 3,5 м. При ориентировочных расчетах строительную площадь помещения  $F_{стр}$  (м<sup>2</sup>) можно определить, пользуясь коэффициентом использования площади камеры  $\beta_F$ , который учитывает наличие площадей участков помещения, не используемых для размещения груза:

$$F_{стр} = F_{гр} / \beta_F \quad (9.9)$$

Коэффициент использования площади камеры  $\beta_F$  зависит от размеров помещения: чем больше помещение, тем относительно лучше оно может быть загружено.

Площадь помещения, м <sup>2</sup>	Коэффициент использования площади камеры, $\beta_F$
До 100	0,65
От 100 до 400	0,7...0,75
Свыше 400	0,8...0,85

Площадь камеры всегда должна быть кратной целому числу строительных прямоугольников, образованных сеткой колонн:

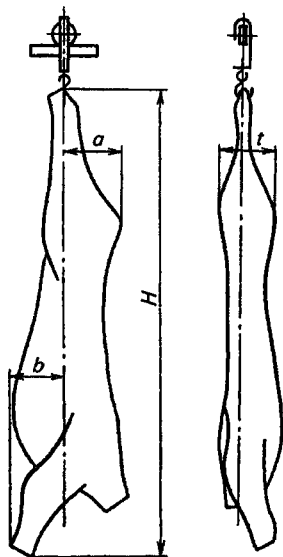
$$n = F_{стр} / f_{пр} \quad (9.10)$$

где  $n$  — число строительных прямоугольников;  $f_{пр}$  — площадь одного строительного прямоугольника при принятой сетке колонн, м<sup>2</sup>.

Сетку колонн для одноэтажных холодильников малой вместимости принимают 6 × 6 и 6 × 12 м, для средней и крупной — 6 × 12, 6 × 18 и 6 × 24, а для многоэтажных холодильников — 6 × 6 м.

В камерах с подвесными путями груз находится в подвешенном состоянии (рис. 138). Такой способ размещения продуктов принят в камерах замораживания, охлаждения и хранения охлажденного мяса в тушах, полутушах и четвертинах. Кроме того, на подвесных путях располагают подвесные этажерки, на полках которых находятся мелкоштучные мясо- и субпродукты. Размеры таких камер

Рис. 138. Мясо, расположенное на подвесном пути



определяют в зависимости от вместимости помещения  $B$  и нормы нагрузки на 1 м длины подвесного пути  $g_l$  (т/м) или нормы нагрузки, отнесенной к 1 м<sup>2</sup> строительной площади данного помещения  $g_F$  (т/м<sup>2</sup>):

$$F_{\text{стр}} = B/g_F. \quad (9.10)$$

Вместимость камер тепловой обработки (замораживание, охлаждение) определяют исходя из производительности этих помещений  $M$  (т/сут) и продолжительности цикла тепловой обработки  $\tau_{\text{ц}}$  (ч):

$$B = M \tau_{\text{ц}} / 24. \quad (9.11)$$

Нормы нагрузки, отнесенные к 1 м<sup>2</sup> строительной площади помещений, приведены в табл. 62 (для продуктов в упаковке дана масса брутто).

62. Норма нагрузки на 1 м<sup>2</sup> площади пола камер

Наименование камер и продуктов	Норма нагрузки, т/м <sup>2</sup>	Наименование камер и продуктов	Норма нагрузки, т/м <sup>2</sup>
Камеры охлаждения, замораживания и хранения охлажденного мяса на подвесных путях	0,20	Камеры хранения сметаны:	
Камеры хранения охлажденного или мороженого мяса в стоечных поддонах:		в кадках — в штабеле (3 кадки по высоте)	1,20
в 1 ярус по высоте	0,30	в кадках — в контейнерах (3 яруса по высоте)	1,24
в 2 яруса по высоте	0,60	Камера охлаждения сметаны в кадках, расположенных в контейнерах	0,65
в 3 яруса по высоте	0,90	Камера охлаждения сметаны в кадках, бидонах (штабель)	1,0
Камеры замораживания, охлаждения и хранения охлажденных субпродуктов, полуфабрикатов и фасованного мяса (на рамах)	0,10	Камера охлаждения творога:	
Камеры хранения замороженных пельменей и фрикаделек	0,40	в картонных ящиках на поддонах	0,85
Камеры охлаждения и замораживания птицы	0,20	в деревянных ящиках на поддонах	0,60
Камеры охлаждения и замораживания меланжа	0,20	Камера замораживания творога:	
Камеры охлаждения и замораживания масла (в коробках)	0,50	в кадках (штабель)	0,90
		в картонных ящиках на поддонах	0,70

Наименование камер и продуктов	Норма нагрузки, т/м <sup>2</sup>	Наименование камер и продуктов	Норма нагрузки, т/м <sup>2</sup>
Камера хранения твораго: в картонных ящиках (10 шт. по высоте)	0,91	в деревянных ящиках на поддонах	0,50
в картонных ящиках на поддонах	1,84	Хранение молочных продуктов:	
в деревянных ящиках на поддонах	1,26	в бутылках (5 ящиков по высоте)	0,51
		в бумажных пакетах (5 корзин по высоте)	0,45

В некоторых камерах хранения и тепловой обработки продукты размещают на стеллажах, тележках, в контейнерах или укладывают в редкий штабель. Площадь таких камер определяют по формуле (9.11). Если в охлаждаемых помещениях предусматривается установка напольных (постаментных) воздухоохладителей, то площадь камеры увеличивают на 20...25 %. При этом площадь камер хранения должна быть кратной целому числу строительных прямоугольников, определяемому по формуле (9.10).

Кроме основных производственных помещений в составе холодильника предусматривают различные вспомогательные помещения, необходимые для выполнения технологических операций (накопительные, разгрузочные помещения при камерах тепловой обработки продуктов, экспедиции, упаковочные, коридоры, вестибюли, лестничные клетки, лифтовые шахты и т. п.). При проведении расчетов площадь, отводимую для вспомогательных помещений, принимают равной 20...40 % суммы площадей охлаждаемых помещений:

$$F_{всп} = (0,2...0,4)\Sigma F_{стр},$$

где  $F_{всп}$  — площадь вспомогательных помещений холодильника, м<sup>2</sup>;  $\Sigma F_{стр}$  — суммарная площадь охлаждаемых помещений холодильника (камеры хранения и тепловой обработки продуктов), м<sup>2</sup>.

Для крупных холодильников принимают меньшее относительное значение площади вспомогательных помещений, для мелких — большее значение. Общая площадь (м<sup>2</sup>) всех помещений холодильника (в контуре теплоизоляции):

$$F_{хол} = \Sigma F_{хр} + \Sigma F_{т.о} + F_{всп},$$

где  $\Sigma F_{хр}$  — сумма площадей камер хранения продуктов (охлажденных, мороженных, универсальных), м<sup>2</sup>;  $\Sigma F_{т.о}$  — сумма площадей камер тепловой обработки продуктов (морозильных камер, остывочных, камер домораживания), м<sup>2</sup>.

Площади некоторых вспомогательных помещений могут быть рассчитаны по нормам для этих помещений, а для других поме-



щений их уточняют при выполнении планировки холодильника. Площадь служебных помещений принимают равной 5...10 %  $\Sigma F_{\text{стр}}$  холодильника, а площадь компрессорного цеха составляет 10...15 %  $\Sigma F_{\text{стр}}$  холодильника. Служебные помещения и компрессорный цех располагаются, как правило, в здании, пристраиваемом к зданию холодильника.

Для лучшей организации и быстрого выполнения грузовых операций холодильник должен иметь достаточный фронт грузовых работ, т. е. необходимую длину платформ для приема продуктов и выдачи их из холодильника. Данные по максимальному суточному поступлению и выпуску грузов делают возможным определение длины грузовых платформ, обеспечивающих погрузку и разгрузку прибывающих на предприятие транспортных средств. В зависимости от типа холодильника и его местонахождения приходится предусматривать возможность прибытия различных средств грузового транспорта. Для железнодорожного транспорта предусматривают железнодорожную платформу, для автомобильного — автомобильную платформу, для водного — причал. На крупных холодильниках с широким фронтом погрузочно-разгрузочных работ и двусторонним приемом и выдачей грузов платформы располагают вдоль длины холодильника со сквозными соединительными коридорами, проходящими через здание предприятия (рис. 139).

Железнодорожная платформа может быть соединена с автомобильной так называемой соединительной платформой, которая позволяет перемещать внутрицеховой транспорт, минуя холодильный контур, и отпускать транспортируемые грузы с железной дороги на автотранспорт. На портовых холодильниках с причалом можно применить П-образное расположение платформ — железнодорожная платформа и причал соединены автомобильной платформой. На небольших холодильниках либо применяют угловое расположение платформ, либо используют совмещенную автожелезнодорожную платформу. На малых холодильниках проектируют, как правило, одну автомобильную платформу, расположенную вдоль вытянутой стороны здания (рис. 140).

Высота платформы над уровнем земли должна соответствовать высоте пола железнодорожного вагона или кузова автомашины. Автомобильную платформу приподнимают над уровнем земли на высоту 1,2 м. Высота пола двухосного железнодорожного вагона составляет 1,1 м над головкой рельса, четырехосного — 1,35 м, поэтому у наружной грани железнодорожной платформы делают уступ шириной 560 мм и высотой 250 мм для приема различных типов вагонов (рис. 141). В холодильниках вместимостью 1500 т и более предусматривают железнодорожную платформу шириной 7,5 м с закрытым дебаркадером над платформой и железнодорожными путями общей шириной 12 м (см. рис. 141). Длину дебаркадера в холодильниках вместимостью 1500 т делают на всю длину здания, а в холодильниках вместимостью 3000 т и более предус-

матривают дебаркадер длиной не менее 114...120 м для приема пятивагонной рефрижераторной секции без расцепки.

Автомобильная платформа должна иметь ширину 7...9 м, длину ее определяют ориентировочно с учетом максимальной сменной выдачи и загрузки продуктов на холодильнике. В зависимости от климатических условий автомобильные платформы могут быть открытыми или закрытыми. Число проемов для закрытой автомобильной платформы рассчитывают по максимальному числу одновременно устанавливаемых машин. Навес над открытой платформой должен выступать за ширину платформы на 1,5...4,5 м. На грузовых платформах следует оборудовать весовые кабины для врезных весов с отопляемым помещением для весовщиков, число весов выбирают из условия одни весы на 20...25 м длины плат-

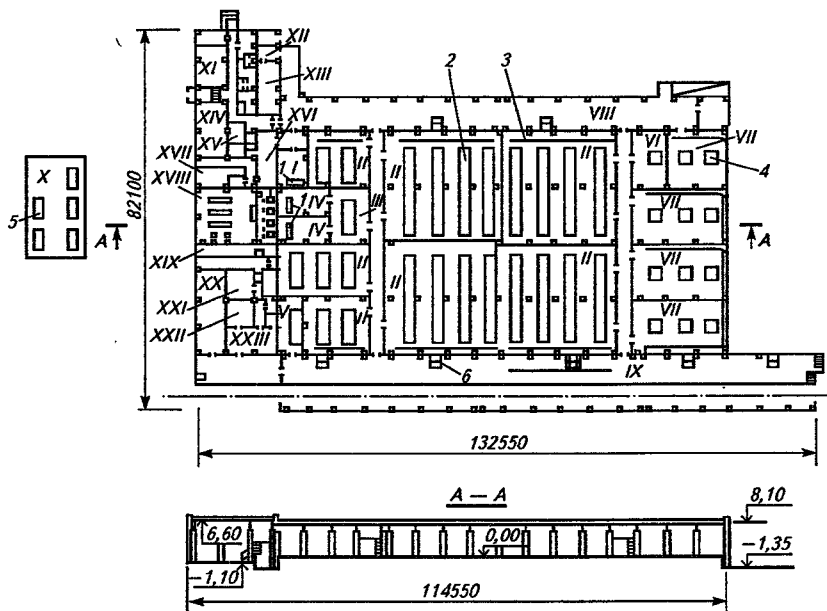
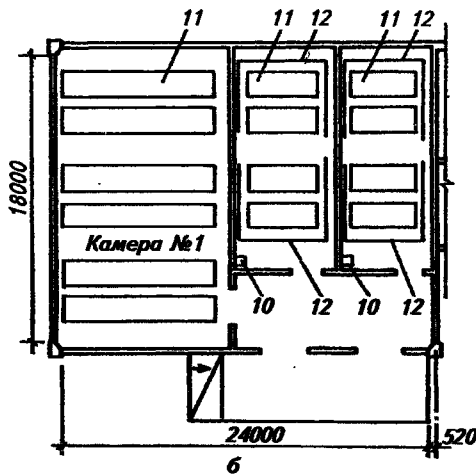
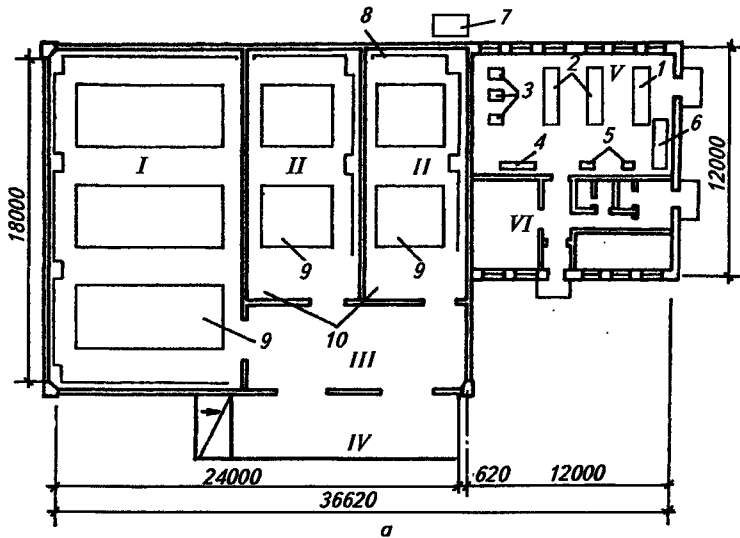


Рис. 139. Распределительный холодильник вместимостью 5000 т:

I — камера замораживания и хранения фасованного мяса; II — камера хранения замороженных грузов ( $-20^{\circ}\text{C}$ ); III — погрузочно-разгрузочная камера; IV — камеры доморозивания ( $-30^{\circ}\text{C}$ ); V — камеры хранения дефектных грузов ( $-10^{\circ}\text{C}$ ); VI — экспедиция; VII — универсальные камеры ( $0...-20^{\circ}\text{C}$ ); VIII — автомобильная платформа; IX — дебаркадер; X — конденсаторная с насосной станцией; XI — механическая мастерская; XII — контейнерная; XIII — цех трансформаторная подстанция; XIV — помещение зарядки аккумуляторных батарей; XV — помещение парафинирования сыров; XVI — камера размораживания масла; XVII — помещение центрального щита автоматики; XVIII — машинное отделение холодильной установки; XIX — столярная мастерская; XX — помещение зарядки аккумуляторных батарей; XXI — помещение зарядных устройств; XXII — электролитная; XXIII — ремонтное отделение погрузчиков; 1 — постаментные воздухоохладители; 2 — потолочная однорядная оребренная батарея; 3 — пристенная батарея из оребренных труб; 4 — подвесной воздухоохладитель Я10-АВ2-100; 5 — испарительный конденсатор; 6 — рычажные стационарные весы



**Рис. 140. Распределительный холодильник вместимостью 400 т:**

*а* — с охлаждающими батареями из стальных оребренных труб; *б* — с охлаждающими батареями из стеклянных труб; *I* — камера для мороженых грузов; *II* — камеры универсальные; *III* — тамбур; *IV* — автомобильная платформа; *V* — машинное отделение; *VI* — помещение КИП; *1* — холодильная машина МКТ80-2-1; *2* — холодильные машины МКТ80-2-0; *3* — рассольные электронасосы; *4* — подогреватель рассола; *5* — водяные центробежные насосы; *6* — бак для воды; *7* — бак для рассола; *8* — пристенная батарея стальная; *9* — потолочные батареи стальные; *10* — агрегаты вентиляторные; *11* — потолочные батареи стеклянные; *12* — пристенные батареи стеклянные

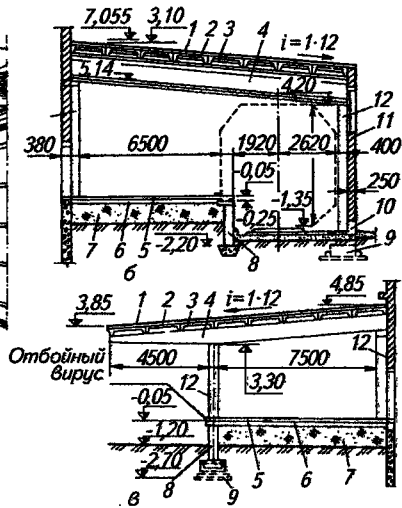
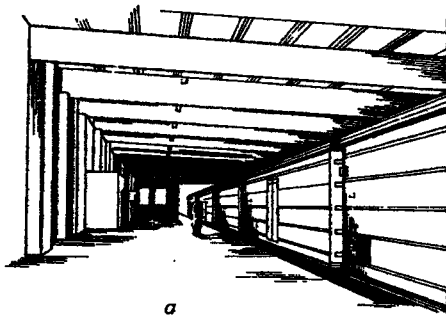


Рис. 141. Платформы холодильника:

*a* — общий вид дебаркадера; *б, в* — конструкции дебаркадера и автомобильной платформы; 1 — кровля из рулонных материалов; 2 — выравнивающая цементная стяжка; 3 — сборная ребристая железобетонная плита; 4 — сборная железобетонная балка; 5 — пол; 6 — бетонная подготовка; 7 — утрамбованный грунт; 8 — бетонная подпорная стенка; 9 — фундамент колонны; 10 — фундаментная балка; 11 — стена дебаркадера; 12 — сборная железобетонная колонна

формы. Платформы должны иметь лестницы для подъема людей и пандус (наклонный спуск) для подъема и спуска грузовых тележек, электроштабелеров и погрузчиков.

В портовых многоэтажных холодильниках, располагаемых на причалах, помимо платформ предусматривают поэтажные грузовые балконы для проведения погрузочно-разгрузочных работ портальными кранами при подаче грузов с судов непосредственно на холодильник и обратно.

Длину платформ определяют расчетом по максимальному количеству (массе) грузов, поступающих на холодильник и выпускаемых с холодильника за сутки.

### 9.3. СОВРЕМЕННЫЕ ПРИНЦИПЫ ПЛАНИРОВОК РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

**Общие сведения.** Проекты холодильных предприятий выполняют на основе общих положений для проектирования и строительства промышленных предприятий. Проектирование осуществляют на основе технико-экономического обоснования (ТЭО), подтверждающего экономическую целесообразность и хозяйственную необходимость проектирования и строительства холодильника. Место строительства холодильника выбирают в пункте, установленном схемой развития и размещения производственных сил. При выполнении ТЭО определяют ориентировочную стоимость строительства предприятия.

*Планировкой предприятия* называют размещение всех производственных и вспомогательных помещений как по горизонтали (в плане), так и по вертикали (по этажам). Планировка проектируемого предприятия — один из узловых моментов проекта, поскольку при ее выполнении решают ряд комплексных вопросов в различных ее разделах: архитектурных, строительных, технологических, холодильных, энергетических и др. В связи с этим к планировкам предъявляют некоторые основные требования, выполнение которых дает возможность найти более рациональные решения планировок.

1. Планировка должна соответствовать принятой в проекте схеме технологического процесса, способствовать выполнению технологических условий обработки продуктов, уменьшая пути перевозки грузов в пределах холодильника, не допуская встречных грузопотоков.

2. Планировка должна способствовать уменьшению первоначальных затрат на строительство холодильника. Снижение затрат достигается:

внедрением стандартных размеров строительных конструкций зданий, что позволяет применять типовые и стандартные конструкции. Шаг колонн в одноэтажных холодильниках обычно 6 м, а длину пролета выполняют кратной 6 м (12, 18 и 24 м);

сокращением площади вспомогательных помещений, что позволяет повысить коэффициент использования площади холодильника. Все помещения, в которых не требуется поддерживать низкие температуры, целесообразно выносить из контура холодильника в пристройки, имеющие сравнительно легкие строительные конструкции. Машинное отделение располагают в пристройке к основному зданию холодильника;

применением прогрессивных технологических процессов, что позволит сократить время технологических операций, а также необходимую площадь основных производственных помещений. На современных холодильниках увеличивают вместимость и уменьшают число охлаждаемых помещений, что частично устраняет необходимость в большом числе коридоров. Применение прогрессивных технологических процессов и интенсивного технологического оборудования позволяет сократить время тепловой обработки продуктов и существенно уменьшить необходимую площадь основных производственных помещений.

3. Планировка должна обеспечить дешевую и удобную эксплуатацию холодильника.

Основным источником уменьшения эксплуатационных затрат являются:

уменьшение теплопритоков в охлаждаемые помещения;  
сокращение объема, организация и облегчение проведения погрузочно-разгрузочных работ.

Уменьшение теплопритоков может быть достигнуто сокращением площади теплопередающей поверхности здания. Для одно-

этажных холодильников соотношение сторон от 2 : 1 до 5 : 1 (портовых) из-за грузового фронта холодильника.

Для уменьшения теплопритоков целесообразно объединять все охлаждаемые помещения в единый «холодильный» блок. Камеры с одинаковыми температурами рекомендуется размещать блоками для снижения теплопритоков. Большое внимание следует уделять уменьшению теплопритоков через дверные проемы при открывании дверей (тамбуры и воздушные завесы). Камеры с низкими температурами не рекомендуется размещать с южной стороны здания.

Для удешевления и облегчения грузовых работ первостепенное значение имеет возможность применения различных механизмов. Для этого необходимы большие пролеты между колоннами, достаточная ширина коридоров (4...6 м), чтобы обеспечить разезд встречных механизмов; желательна ширина платформы 8...10 м.

Для создания направленного поточного движения необходимо избегать встречных потоков грузов.

Удешевление грузовых работ связано со способом размещения платформ, их размерами и конфигурацией.

4. Планировка должна учитывать особенности принятой системы охлаждения. В некоторых случаях выбранная система охлаждения влияет на расположение охлаждаемых помещений, заставляет предусматривать достаточную площадь для размещения на ней холодильного оборудования. Например, при воздушном охлаждении часть площади занимают воздухоохладители, а в вестибюле предусматривают место для установки распределительных коллекторов. Воздухоохладители и вентиляторы могут быть размещены в специальных технических коридорах.

5. Планировка должна отвечать требованиям правил техники безопасности и пожаробезопасности.

6. Планировка должна обеспечить возможность расширения предприятия. При разработке планировки должна быть намечена сторона, в которую пойдет будущее расширение с тем, чтобы к этой стороне не примыкали помещения или пристройки, которые могут помешать расширению.

7. Защита грунта от промерзания. При планировке холодильников следует обращать внимание на предохранение от вспучивания находящегося под ним грунта, что зависит от температуры воздуха в камерах нижнего этажа, характера грунта и уровня грунтовых вод. Бороться со вспучиванием грунта можно следующим образом:

а) увеличивать толщину изоляционного слоя так, чтобы нулевая изотерма проходила в изоляционном слое;

б) устраивать шанцевые полы или прокладывать в них керамические трубы под низкотемпературными камерами первого этажа холодильника;

г) укладывать под полом змеевики из труб, в которых циркулирует подогретая вода, масло или другая жидкость;

д) отрывать пол первого этажа от грунта (см. рис. 155...159);

е) устранять возможность притока грунтовых вод к зоне промерзания грунта. Для многоэтажных холодильников наиболее рациональное решение — устройство подвального этажа, используемого для хранения охлажденных грузов. Если поддерживать температуру воздуха в камерах  $0^{\circ}\text{C}$  и выше, то надобность в устройствах для подогрева грунта отпадает. Устройство подвалов на одноэтажном холодильнике исключило бы одно из основных преимуществ — большую высоту камер и увеличенную нагрузку на  $1\text{ м}^2$  площади пола. Поэтому под низкотемпературными камерами на одноэтажных холодильниках устраивать подвальное помещение нецелесообразно.

Если одноэтажные холодильники строят с большим шагом колонн, т. е. однопролетными с консольной схемой несущих конструкций, то можно обойтись без внутренних колонн, что позволяет вынести фундаменты колонн за зону промерзания грунта и освобождает от необходимости применять специальные устройства для защиты грунта от промерзания.

*Распределительные холодильники* проектируют в одно- или многоэтажном варианте. Холодильники вместимостью до 5000 т проектируют, как правило, одноэтажными, свыше 5000 т — преимущественно многоэтажными. В многоэтажных зданиях холодильников применяют сборные железобетонные конструкции безбалочного типа для создания в камерах гладких потолков, исключающих образование застойных воздушных участков, препятствующих поддержанию оптимальных температурно-влажностных режимов. В одноэтажных зданиях холодильников применяют для покрытия многопролетные балочные конструкции, а также конструкции из ферм.

Крупные холодильники проектируют в основном как самостоятельные предприятия, включая в их состав при соответствующем технико-экономическом обосновании цехи фасования продуктов. Охлаждаемый склад холодильника (в плане) вытягивают вдоль платформ, которые соединяют с камерами на одноэтажных холодильниках коридорами, а на многоэтажных — вестибюлями с лифтами. Допускается выход из камер непосредственно на платформу, при этом внутри камеры устраивают тамбуры, а дверные проемы оборудуют воздушными завесами.

В крупных одноэтажных распределительных холодильниках (см. рис. 139) для удобства грузовых операций делают несколько сквозных грузовых коридоров, из которых предусматривают входы во все камеры хранения. Ни одна из камер хранения не должна быть проходной, но для облегчения перемещения однородных грузов из камеры в камеру они могут сообщаться между собой. Платформы располагаются вдоль длинных сторон холодильника, соединяются сквозными грузовыми коридорами или соединительной платформой шириной 3...6 м. Ширину камер следует принимать равной 6...24 м, а отношение ширины камеры к ее длине не более 1 : 3.

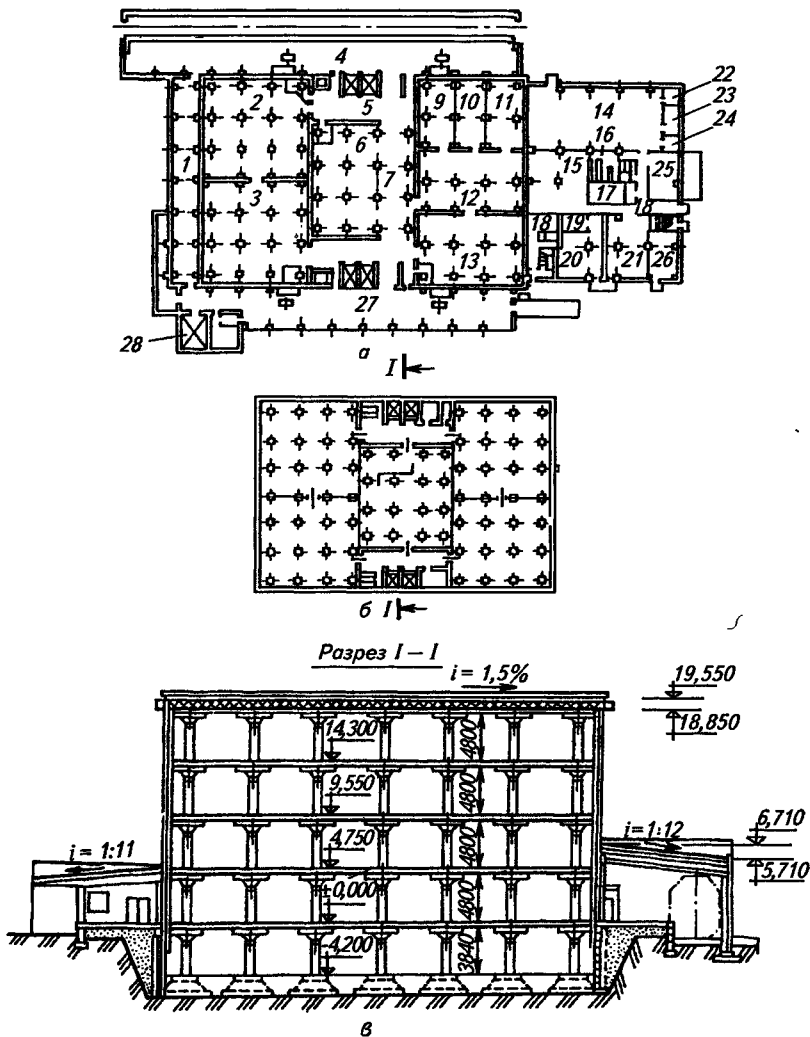
Главный корпус состоит из двух блоков: одноэтажного — собственно холодильника с сеткой колонн  $6 \times 12$  м и одно- или двухэтажного блока подсобно-служебных помещений. В первом сосредоточены 17 камер высотой 6 м, в блоке подсобно-служебных помещений находятся машинное отделение холодильной установки, цех фасования масла, трансформаторная подстанция, зарядная и отделение ремонта электропогрузчиков, химическая и бактериологическая лаборатории, бытовые помещения. Блокировка позволяет рационально использовать территорию промышленной площадки, сократить периметр наружных стен зданий и протяженность инженерных коммуникаций. Условная вместимость холодильника 5300 т, в том числе: камер хранения мороженных грузов с температурой воздуха  $-20^{\circ}\text{C}$  — 79 %, универсальных камер с температурой воздуха  $0...20^{\circ}\text{C}$  — 21 %, производительность камер домораживания с температурой воздуха  $-30^{\circ}\text{C}$  составляет 20 т/сут. Предусмотренный в составе холодильника цех фасования масла производительностью 4,5 т/сут позволяет повысить экономическую эффективность работы предприятия в условиях перехода на новые формы хозяйствования.

На распределительных холодильниках небольшой вместимости сквозных коридоров обычно не делают, а платформу располагают с одной стороны холодильника (см. рис. 140). Здание холодильника сооружают из сборных железобетонных конструкций заводского изготовления. Для поддержания проектных температурных режимов в камерах предназначены две системы охлаждения с температурами хладоносителя  $-30$  и  $-10^{\circ}\text{C}$ . Применение моноблочных фреоновых машин типа МКТ дает возможность свести к минимуму монтажные работы по установке и обвязке агрегатов и создать условия для надежной и безопасной работы холодильного оборудования.

Многоэтажные холодильники (рис. 142) проектируют с основанием, выполненным в виде прямоугольника со сторонами, кратными 6 м (сетка колонн  $6 \times 6$  м). Ширину здания холодильника принимают не более 42 м, так как помимо планировочных соображений руководствуются удобством его монтажа из железобетонных элементов двумя башенными кранами со стрелой не менее 22,5 м, расположенными по обе стороны вдоль здания. Камеры с одинаковыми или близкими температурами располагают по вертикальным отсекам, причем размещение камер хранения охлажденных грузов над низкотемпературными камерами не допускается. В подвальных этажах предусматривают камеры хранения охлажденных грузов с температурой не ниже  $0^{\circ}\text{C}$ . Лифты размещают в контуре здания холодильника с непосредственным выходом в вестибюль и на грузовые платформы.

Объемно-планировочное решение производственных холодильников предприятий мясной, молочной и других отраслей пищевой промышленности разрабатывают в увязке с компоновкой технологических цехов. Эти предприятия проектируют преимуще-

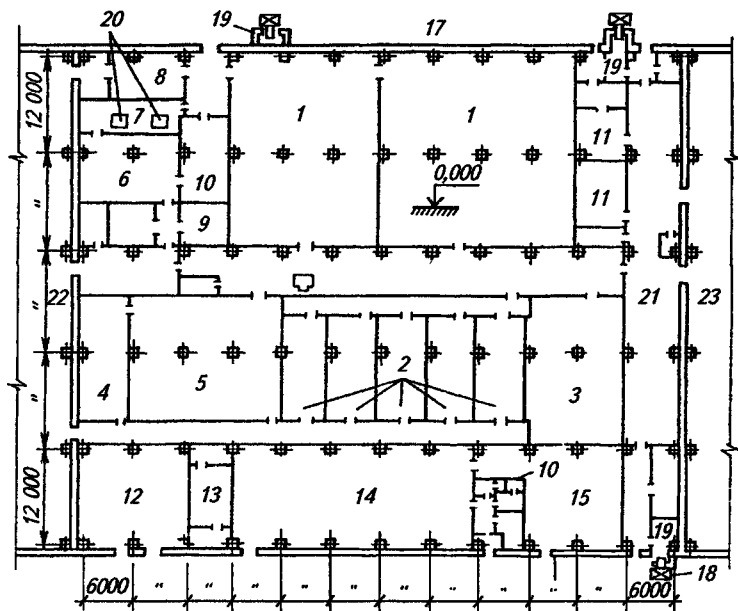




**Рис. 142. Многоэтажный распределительный холодильник вместимостью 10 000 т:**  
*а* — план 1-го этажа; *б* — план 2-4-го этажей и подвала; *в* — разрез; 1 — соединительный коридор; 2, 3 — универсальные камеры; 4 — железнодорожная платформа; 5, 8 — вестибюли; 6, 13 — камеры хранения охлажденного мяса; 7 — коридор; 9—11 — камеры замораживания; 12 — накопительно-разгрузочная камера; 14 — машинное отделение; 15 — материальный склад; 16 — гардероб; 17 — тепловой пункт; 18 — кладовая; 19 — электролитное отделение; 20 — зарядная станция; 21 — профилакторий и стойка электропогрузчиков; 22 — лаборатория; 23 — помещение ЖИПиА; 24 — комната механиков; 25 — шитовое отделение; 26 — механическая мастерская; 27 — автомобильная платформа; 28 — моечная инвентаря; 29 — комната кладовщиков

ственно одноэтажными. Планировки холодильников должны обеспечивать поточность технологических процессов охлаждения и замораживания продуктов в камеры хранения и погрузки на внешний транспорт.

*Холодильники мясокомбинатов* в одноэтажном варианте располагаются между мясожировым и мясоперерабатывающим корпусами. Все три корпуса объединены в общий строительный объем и связаны между собой системами подвешного и напольного транспорта. Температурный режим холодильника проектируют следующим: для камер охлаждения мяса  $-2...-3^{\circ}\text{C}$ , для камер замораживания мяса  $-30...-35^{\circ}\text{C}$ , для камер хранения охлажденного мяса  $-1^{\circ}\text{C}$  при скорости движения воздуха не более  $0,2\text{ м/с}$ , для камер хранения мороженого мяса  $-20^{\circ}\text{C}$  при естественной циркуляции воздуха. Планировка одноэтажного холодильника типового мясокомбината мощностью  $50\text{ т}$  в смену приведена на рис. 143. Холо-



**Рис. 143. Планировка одноэтажного производственного холодильника мясокомбината:**

1 — камеры хранения мороженого мяса; 2 — камеры замораживания мяса; 3 — универсальная камера; 4 — камера охлаждения мяса; 5 — камера накопления и хранения охлажденного мяса; 6, 7 — камеры замораживания и упаковки блочного мяса; 8 — камера хранения жира; 9, 10 — камеры замораживания и хранения субпродуктов; 11 — камеры некондиционных грузов; 12 — трансформаторная; 13 — КИП; 14 — компрессорное отделение; 15 — аппаратное отделение; 16 — бытовые помещения; 17 — железнодорожная платформа; 18 — весы; 19 — весовые; 20 — морозильные аппараты; 21 — экспедиция; 22 — мясожировой корпус; 23 — мясоперерабатывающий корпус

дильник выполнен из сборных железобетонных конструкций с сеткой колонн  $6 \times 12$  м. Высоту холодильных камер (6 м до низа балок) полностью используют как в камерах хранения, так и в камерах холодильной обработки с подвесными путями на отметке 3,35 м, над которыми размещают подвесные воздухоохладители. Камеры хранения мороженого мяса расположены ближе к железнодорожной платформе холодильника, что обеспечивает короткий путь для погрузки мяса в рефрижераторные вагоны. Наличие в холодильнике центрального коридора создает удобные условия для транспортировки охлажденных и мороженных мясопродуктов как в камеры хранения, так и в мясоперерабатывающий корпус. При компоновке холодильника камеры холодильной обработки мясопродуктов не должны использоваться для проезда транспортных средств. Следует проектировать камеру для замораживания некондиционных грузов. Для рационального планирования помещений холодильника следует учитывать схему технологических связей. Для нормальной работы холодильник должен иметь не менее двух камер замораживания. Для более быстрой загрузки и разгрузки перед камерами замораживания должен располагаться накопитель для охлажденного мяса, а после них — буферная камера для мороженого мяса.

Одноэтажный холодильник по продольной оси основным коридором делится на две части: по одну сторону располагаются камеры с отрицательными температурами, по другую — с положительными.

При проектировании камер холодильника за основу берут способы охлаждения и замораживания мяса: одно- и многостадийные.

В настоящее время предпочтение отдают одностадийной холодильной обработке. На замораживание поступают туши в парном состоянии. Преимущество данного способа — сокращение длительности холодильной обработки, уменьшение усушки, увеличение сроков хранения при высоком качестве мяса.

Мясные грузы в холодильнике размещают:

на подвесных путях (туши, полутуши, четвертины);  
в подвешенном виде на рамах (туши мелкого рогатого скота, субпродукты);

на стеллажах (субпродукты);

в штабелях (мороженые туши, полутуши, блоки, жир).

На выработку холода для предприятий мясной отрасли расходуется 55...60 % всей потребляемой электроэнергии. Этот расход может быть сокращен на  $\frac{1}{4}$  путем улучшения эксплуатации холодильника.

Эксплуатация холодильника связана с обеими грузовыми платформами и через коридор с любой камерой. Компрессорный цех с трансформаторной подстанцией примыкает к холодильнику со стороны камер охлаждения и замораживания мяса, имеющих наибольшую тепловую нагрузку. При таком решении сокращается

длина холодильных трубопроводов и облегчается отвод талой воды при оттаивании воздухоохладителей этих камер.

Производственные холодильники предприятий молочной промышленности предусматривают при городских молочных заводах и маслосырбазах. При проектировании молочный завод и холодильник блокируют в общем здании производственного корпуса, в котором размещают или к которому пристраивают машинное отделение холодильной установки (рис. 144). В состав молочного завода может входить цех мороженого, холодильные камеры которого расположены в общем контуре холодильника. Цех мороженого размещают рядом с машинным отделением, что позволяет экономично обеспечивать холодом низкотемпературные объекты.

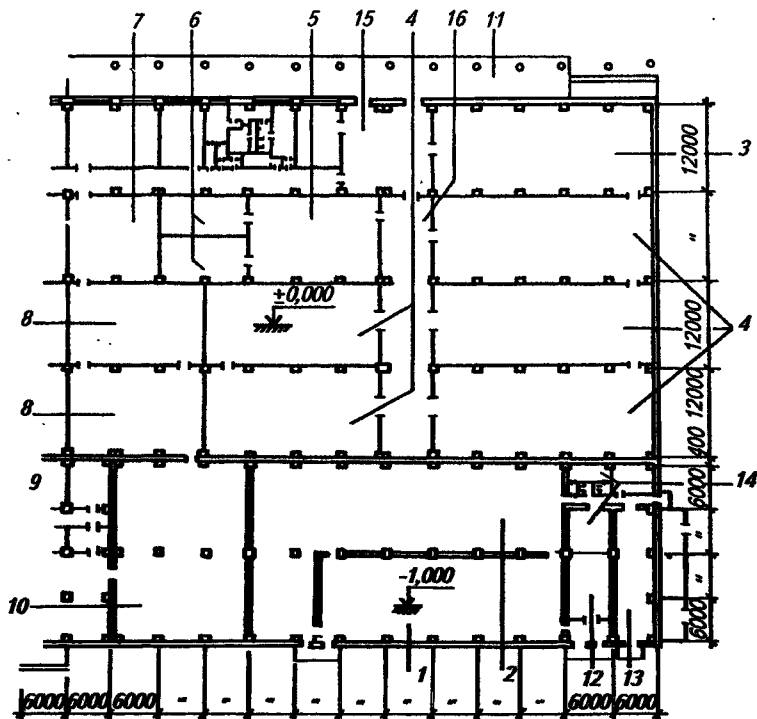
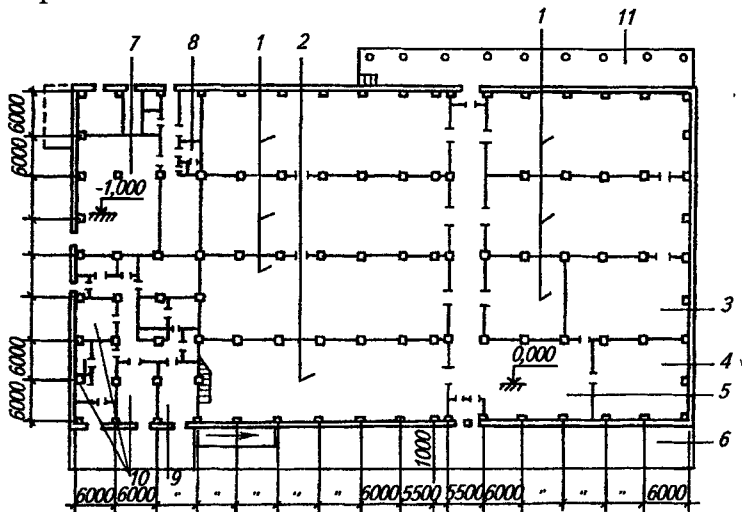


Рис. 144. Одноэтажный холодильник вместимостью 2000 т городского молочного завода:

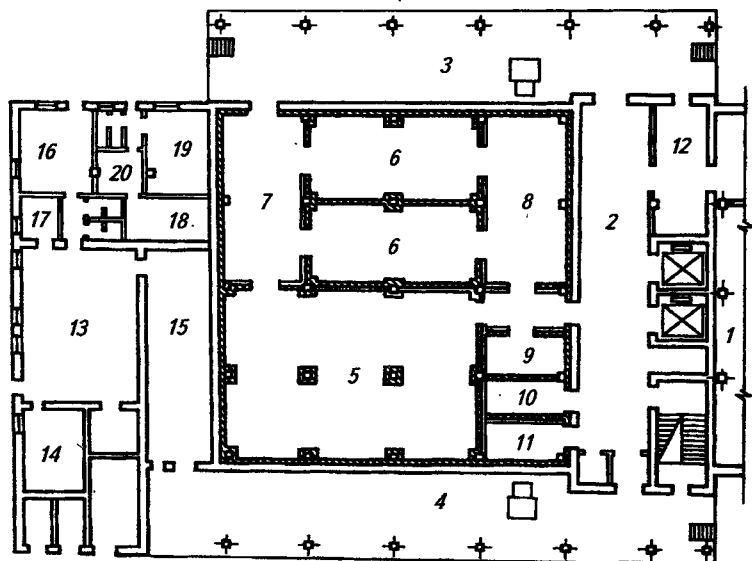
1 — компрессорный цех; 2 — аппаратное отделение; 3 — камера хранения сливок ( $-20^{\circ}\text{C}$ ); 4 — камеры хранения творога ( $-20^{\circ}\text{C}$ ); 5 — камера предварительного охлаждения творога и сливок ( $0^{\circ}\text{C}$ ); 6 — камера замораживания ( $-30^{\circ}\text{C}$ ); 7 — контейнерная ( $-10^{\circ}\text{C}$ ); 8 — залочные камеры для мороженого ( $-30^{\circ}\text{C}$ ); 9 — молочный завод; 10 — аппаратная цеха мороженого; 11 — автомобильная платформа; 12 — электропитовая; 13 — трансформаторная подстанция; 14 — подсобно-бытовые помещения; 15 — экспедиция; 16 — коридор

Холодильник при городском молочном заводе предназначен для хранения творога и сливок, вырабатываемых на заводе и поступающих с периферийных предприятий. Объемно-планировочным решением производственного корпуса городского молочного завода предусматривается компоновка холодильника с центральным коридором. Сетка колонн  $6 \times 12$  м, благодаря чему все холодильные камеры не имеют внутренних колонн. Это повышает эффективность использования площади камер и создает удобства для механизации грузовых работ. Высота камер 4,8–6 м до низа балок. Из производственных помещений городского молочного завода поступает в камеры хранения готовая продукция, а из камер можно подавать на производство сырье (творог и сливки). Вдоль холодильника располагается автомобильная платформа для выдачи через экспедицию продукции на автотранспорт или для приемки сырья. Для замораживания выпускаемого заводом творога применяют морозильные аппараты, устанавливаемые в творожном цехе. Замораживание сливок предусматривается в камере замораживания с температурой воздуха  $-30^\circ\text{C}$ , перед ней имеется накопительная камера с температурой  $0^\circ\text{C}$ . В контуре холодильника размещают камеры для закаливания и хранения мороженого с температурой  $-25^\circ\text{C}$ , контейнерную с температурой  $-10^\circ\text{C}$ . Вместимость холодильника 2000 т, в том числе 1600 т творога и 400 т мороженых сливок.



**Рис. 145. Холодильник маслосырбазы вместимостью 1000 т:**

1 — камеры созревания сыра ( $10...14^\circ\text{C}$ ); 2 — помещение для обработки сыра; 3 — камера хранения масла ( $-12^\circ\text{C}$ ); 4 — помещение для упаковки сыра; 5 — помещение приема и отгрузки сыра и масла; 6 — автомобильная платформа; 7 — машинное отделение; 8 — подсобно-бытовые помещения; 9 — помещение для тары; 10 — зарядная станция; 11 — железнодорожная платформа



**Рис. 146. Рыбный холодильник:**

1 — рыбообрабатывающий корпус; 2 — вестибюль (экспедиция); 3 — железнодорожная платформа; 4 — автомобильная платформа; 5 — камера хранения мороженой рыбы и льда; 6 — морозилки; 7 — приемная; 8 — упаковочная; 9 — хранение икры; 10 — хранение кулинарии; 11 — хранение отходов; 12 — хранение копченостей; 13 — машинное отделение; 14 — трансформаторная; 15 — льдозавод; 16 — механическая мастерская; 17 — комната механика; 18 — сушилка; 19 — помещение обогрева; 20 — гардероб

Холодильник маслосырбазы предназначен для созревания и краткосрочного хранения сыра, а также для хранения масла, поступающего с маслозаводов, и отправки его в центры потребления (рис. 145). Холодильник имеет открытые, параллельно расположенные автомобильную и железнодорожную платформы, которые связаны с центральным коридором; все камеры также сообщаются с коридором. Здание холодильника одноэтажное, из сборных железобетонных конструкций с сеткой колонн  $6 \times 12$  м. Высота камер 4,8 м до низа несущих конструкций. Общая вместимость шести камер созревания сыра 1000 т. Кроме того, имеется одна камера для хранения сливочного масла вместимостью 175 т. В камерах созревания сыр укладывают на пятипочные контейнеры, масло — на поддоны. Цех фасования сыра имеет мощность 3 т в смену. К одной из торцевых сторон холодильника примыкают машинное отделение, вспомогательные службы, другие помещения.

*Холодильники рыбной промышленности* строят в рыбных портах и при рыбоперерабатывающих предприятиях (рис. 146). В первом случае холодильники служат для приема рыбы с судов, временного хранения и передачи на другие виды транспорта (перевалочные

холодильники), а во втором — для хранения сырья и готовой продукции рыбоперерабатывающего предприятия. На холодильниках рыбных портов обычно не замораживают рыбу, а в основном только хранят мороженую для обеспечения круглогодичной загрузки сырьем рыбообработывающих заводов. Поэтому при их проектировании камеры замораживания не предусматривают. Объемно-планировочные решения холодильников рыбных портов подчиняют компоновке рыбообработывающих заводов, которые из-за ограниченности территории портов проектируют обычно в многоэтажных зданиях. Это позволяет органически сблокировать завод и холодильник с устройством между ними поэтажных вестибюлей, связанных с общим лифтом и лестничными клетками. Вестибюль первого этажа является экспедицией — приемной этих помещений. Поскольку в данном случае холодильник является как бы продолжением рыбообработывающего корпуса, можно осуществлять строительство по очередям.

*Фруктовые холодильники* проектируют с учетом следующих условий. Для обеспечения сохранности плодовоовощной продукции расширяется сеть холодильников и хранилищ в первую очередь в местах ее выращивания. Наряду с обычными холодильными камерами на фруктовых холодильниках предусматривают камеры для хранения продукции в регулируемой газовой среде (РГС) — до 25 % общей вместимости. В камерах обеспечивается охлаждение плодов и овощей до температуры хранения за 24 ч при массе поступления их в сутки до 10 % вместимости холодильника. В процессе хранения поддерживают температуру воздуха  $-1...+4\text{ }^{\circ}\text{C}$ , повышенную относительную влажность 85...95 %. Применяют две системы хладоснабжения камер: на холодильниках вместимостью 2000 т и больше — централизованная с аммиачной холодильной установкой и кипением хладагента в навесных приборах охлаждения; на холодильниках до 2000 т — децентрализованная с автономными холодильными машинами, состоящими из фреоновых агрегатов и воздухоохладителей непосредственного охлаждения. Газовая среда в холодильных камерах регулируется генераторами проточного (УРГС-25) и рециркуляционного (РГГС 400) типов, установленными в блоке инженерного обеспечения. Плоды хранят в контейнерах (ящичных поддонах) вместимостью 250 кг. В нашей стране построен ряд зданий картофеле- и овощехранилищ из легких металлических конструкций ЛМК (рис. 147). Здание двухпролетное, с внутренним стальным окрашенным каркасом, колонны которого выполнены из широкополочных двутавров и опираются на монолитный железобетонный фундамент. Фермы имеют пролет на всю ширину камер и изготовлены из элементов коробчатого сечения. Наружные стены выполнены из трехслойных панелей типа «сэндвич» (внешние слои из оцинкованного и окрашенного профилированного стального листа толщиной 0,5 мм, средний теплоизоляционный слой из заливочного пенополиуретана).

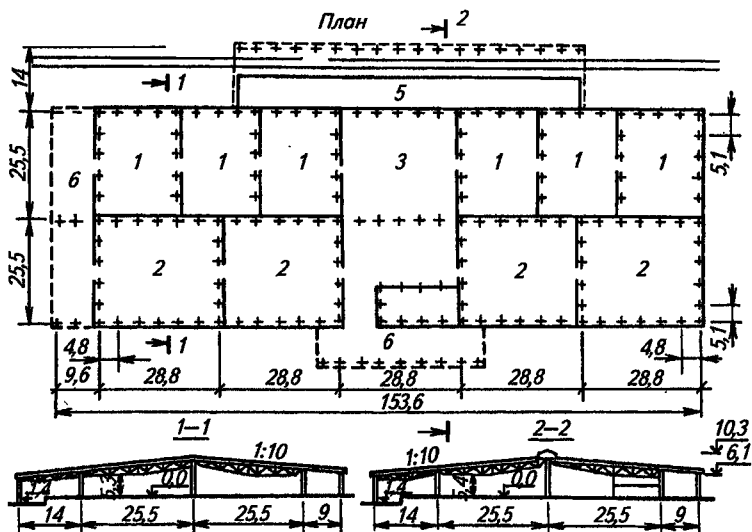
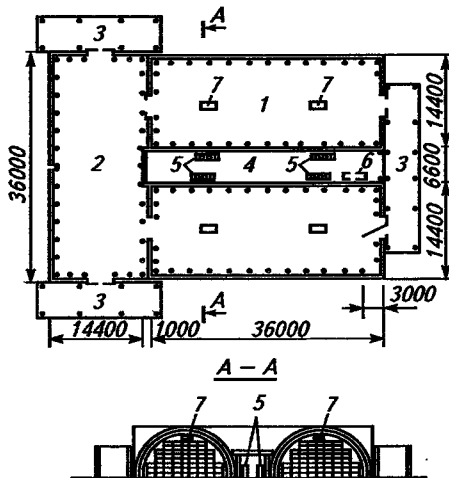


Рис. 147. Овощная база:

1 — холодильные камеры; 2 — неохлаждаемые камеры; 3 — цех товарной обработки;  
4 — бытовые и конторские помещения; 5 — грузовая платформа; 6 — навес

Холодильник для хранения винограда (или яблок) в колхозах выполнен из ЛМК арочного типа (рис. 148). Холодильник состоит из двух параллельных блоков, в которых располагаются холодильные камеры № 1 и № 2. Размеры каждого блока в основании 14,4×36 м. К их торцевым сторонам примыкает такой же третий блок — цех товарной обработки, образуя здание с размерами в осях 36×51,4 м. В торцевых стенках каждого блока имеются откатные ворота. Каркас здания монтируют из прочных конструкций круглого профиля, располагаемых с шагом 3 м по длине блоков. К аркам через одинаковые расстояния крепят деревянные брусья, а к ним — внутреннюю и наружную обшивки из оцинкованных стальных листов. Пространство между листами и брусьями заполняют мягкими минераловатными плитами. Пароизоляция из фибролитовых плит, наклеиваемых на битумной мастике. Над всеми наружными воротами, а также над пространством между холодильными камерами устраивают навесы из стального профилированного настила. Под сплошным навесом между камерами размещают инженерное и технологическое оборудование: холодильно-нагревательные машины, шкафы управления, распределительные щиты. Воздухоохладители устанавливают под арками холодильных камер. Холодильник данного типа может быть использован для хранения любой плодово-овощной продукции.





**Рис. 148. Холодильник для хранения винограда:**

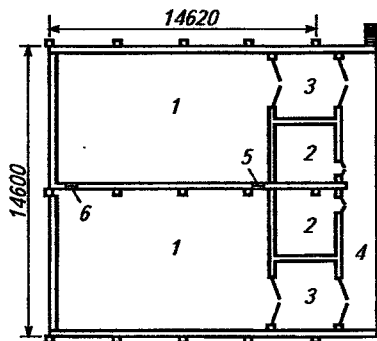
1 — холодильные камеры № 1, 2; 2 — цех товарной обработки; 3 — навес высотой 4,8 м; 4 — технический навес высотой 3,6 м; 5 — холодильно-нагревательные машины ХМФ-32; 6 — шитовая; 7 — воздухоохладители

В настоящее время широко применяют стандартные холодильники небольшой вместимости (70; 140 и 500 т) для хранения плодовоовощной продукции, а также низкотемпературные холодильники той же вместимости.

В объем поставки холодильников входят: собственно здание холодильника, холодильное оборудование, электроситы, электротехническое оборудование.

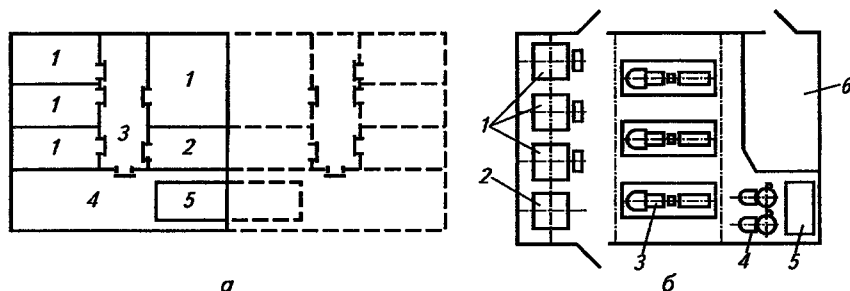
Каркас холодильника изготовляют из легких металлических конструкций (ЛМК) повышенной заводской готовности. К наружному каркасу крепят навес — кровлю над камерами хранения, к внутреннему — теплоизоляционные панели типа «сэндвич». Панели представляют собой трехслойную конструкцию, состоящую из двух металлических листов толщиной 0,6...0,8 мм с теплоизоляцией между ними из вспениваемого пенополиуретана. Между собой панели стягивают эксцентриковыми замками. Швы уплотняют с помощью упругих прокладок.

Поставляемые «под ключ» холодильники из ЛМК имеют стандартную планировку. В результате внедрения данных проектных решений сокращаются до минимума монтажные работы на месте сборки, снижаются энергетические затраты, совершенствуется система холодоснабжения. На рис. 149 представлена планировка холодильника вместимостью 140 т с двумя камерами хранения и надежной в эксплуатации децентрализованной системой холодоснабжения. В комплект поставок холодильника вместимостью



**Рис. 149. Холодильник вместимостью 140 т:**

1 — холодильная камера; 2 — машинное отделение; 3 — тамбур; 4 — рампа; 5 — фрамуга под потолком; 6 — фрамуга у пола



**Рис. 150. Холодильник вместимостью 500 т с вариантом расширения до 1000 т (а) и контейнерный блок холодильного оборудования (б):**

а — план холодильника: 1 — универсальная камера с температурой 0/–20 °С; 2 — камера замораживания –30.....–35 °С; 3 — коридор; 4 — автомобильная платформа; 5 — бытовые и подсобные помещения; б — контейнерный блок: 1 — циркуляционная группа; 2 — дренажный ресивер; 3 — холодильный агрегат с винтовым компрессором; 4 — насос; 5 — бак для воды; 6 — электрошитовая

500 т (рис. 150) входят охлаждаемый склад и холодильно-компрессорный блок контейнерного типа.

Холодильники предприятий торговли и общественного питания относятся к мелким. Они размещаются в существующих зданиях (универсамах, ресторанах и т. п.) и служат для краткосрочного хранения пищевых продуктов (от одного до шести дней). При планировке таких холодильников необходимо соблюдать следующие требования.

1. Размеры камер должны быть не менее 4 м<sup>2</sup> при ширине не менее 2,1 м; отношение длины камеры к ширине не более 1 : 2,5 м; высота камеры не менее 2,4 м.

2. Для уменьшения теплопритоков камеры размещают блоком с входом через тамбур шириной не менее 1,4 м; камеры не должны быть проходными, их нельзя размещать рядом с помещениями, имеющими большую влажность или температуру (котельные и т. д.), прокладывая через них водяные, газовые, паровые и канализационные трубы.

3. В камерах площадью менее 20 м<sup>2</sup> не должно быть колонн. С учетом правил безопасности для охлаждения камер применяют только фреоновые холодильные установки. На рис. 151 показана планировка малого холодильника. Для охлаждения камер приняты агрегатированные фреоновые холодильные машины, установленные в специальном машинном отделении 7.

**Проектирование машинных отделений с централизованным холодоснабжением.** Машинное отделение средних и крупных холодильников обычно состоит из компрессорного цеха и аппаратного отделения.

Компрессорный цех — помещение, где размещено оборудование холодильной установки, обеспечивающее централизованное холодоснабжение.

Аппаратное отделение — помещение, в котором размещают теплообменные аппараты и вспомогательное оборудование. Аппаратное отделение может быть смежным с компрессорным цехом или находиться от него на расстоянии. Если холодильник располагается на значительном расстоянии от машинного отделения, то для снижения сопротивления, а значит, и для уменьшения длины всасывающего трубопровода циркуляционные ресиверы с насосами устанавливают рядом с охлаждаемым объектом в отдельном помещении — аппаратном отделении. В небольших холодильных установках все оборудование размещается в компрессорном цехе.

**Размещение машинных отделений.** В большинстве случаев машинное отделение размещается в пристройке к основному корпусу холодильника или в первом этаже производственного помещения. Расстояние между зданиями, в которых находится аппарат-

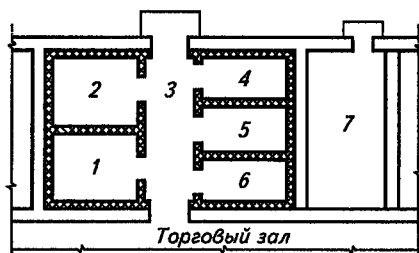


Рис. 151. План малого холодильника  
(планировка холодильных камер торгового оборудования)

ное отделение, и другими сооружениями на территории холодильника принимают с учетом СНиП II-89—80 «Генеральные планы промышленных предприятий», а также СНиП 21.01.97 «Пожарная безопасность зданий и сооружений». Машинные и аппаратные отделения размещают в зданиях в соответствии с требованиями действующих строительных норм и правил (СНиП). Запрещается располагать компрессорные и аппаратные отделения в подвальных и цокольных этажах. В соответствии с этими нормами они должны находиться рядом с охлаждаемыми объектами в пристройке к зданию холодильника или могут быть встроены в холодильный установкой осуществляется от трансформаторной подстанции, встроенной в здание машинного отделения; при этом в отдельном блоке здания предусматривают отдельное помещение под трансформаторы, электрораспределительные устройства и для размещения щита. Площадь этого помещения составляет 30 % от общей площади машинного отделения. В состав машинного отделения входят механическая и слесарно-механическая мастерские для производства ремонтных работ, мастерская КИП и автоматики, кладовые ремонтно-монтажных инструментов и приспособлений, запасных частей и эксплуатационных материалов, бытовые помещения для персонала машинного отделения, помещения для механика и начальника компрессорного цеха; часть этих помещений может располагаться вне здания машинного отделения. Планировка машинного отделения крупного холодильника показана на рис. 152. В машинном отделении установлены одноступенчатые поршневые компрессоры 1 и агрегаты двухступенчатого сжатия, состоящие из винтовых компрессоров 3 (ступень низкого давления) и поршневых компрессоров 2 (ступень высокого давления). Каждый агрегат двухступенчатого сжатия включает свой промежуточный сосуд 10. Вертикальные кожухотрубные конденсаторы 4 и линейные ресиверы 5 расположены вне машинного отделения на открытой площадке. В аппаратном помещении находятся вертикальные циркуляционные ресиверы 7, дренажные ресиверы 6 и 8, а также аммиачные насосы 9.

**Ограждающие конструкции зданий машинных отделений.** Здание машинного отделения относится к типу промышленных зданий, которые должны удовлетворять следующим требованиям: прочность, безопасность в противопожарном отношении, экономичность и архитектурная выразительность.

Несущие конструкции этих зданий выполняют из унифицированных сборных железобетонных изделий, а стены из панелей отапливаемых зданий или местных строительных материалов (кирпич, естественный камень и др.). Строительные размеры однопролетного здания: шаг 6 м, пролет 12 м (иногда 18 м). Высота машинного отделения до низа несущей конструкции должна быть не менее 4,8 м, а аппаратного — не менее 3,6 м.

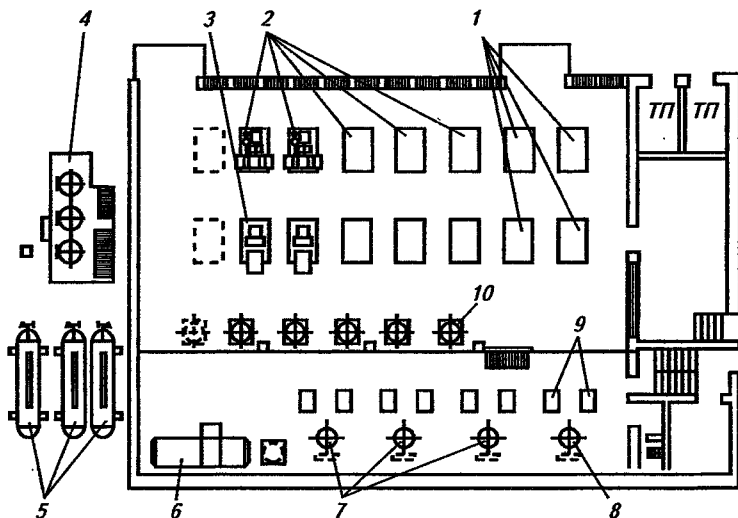


Рис. 152. Планировка машинного отделения холодильника:

1 — поршневые компрессоры (агрегаты одноступенчатого сжатия); 2 — поршневые компрессоры (ступень высокого давления); 3 — винтовые компрессоры (ступень низкого давления); 4 — вертикальные кожухотрубные конденсаторы; 5 — линейные ресиверы; 6, 8 — дренажные ресиверы; 7 — циркуляционные ресиверы; 9 — аммиачные насосы; 10 — промежуточные сосуды

Помещения аммиачного машинного отделения по пожарной опасности относятся к категории «Б», поэтому над ними запрещается располагать административные помещения, а ограждающие конструкции машинного отделения должны иметь легко сбрасываемые элементы (окна, двери) общей площадью не менее  $0,05 \text{ м}^2$  на  $1 \text{ м}^3$ , оконные переплеты должны быть застеклены обычным оконным стеклом, высота подоконников не должна превышать 1...2 м. Машинное отделение должно иметь не менее двух выходов, максимально удаленных друг от друга, один, как минимум, — наружу.

Для дежурного персонала предусматривают звукоизолируемое помещение пульта управления, смежное с машинным отделением. Это помещение имеет герметичный остекленный проем площадью около  $3 \text{ м}^2$ . При этом в помещении пульта управления поддерживают избыточное давление воздуха, препятствующее проникновению в него воздуха из машинного отделения.

Общая длина пути по проходам из любой точки машинного отделения до выхода должна быть не более 30 м, все двери должны открываться в сторону меньшей опасности (наружу, в коридор). Вспомогательные помещения отделены от машинного отделения негорючей стеной, имеют выход через отдельный коридор. От-

метка пола машинного отделения (аппаратного) и сообщающихся с ним через коридор помещений не должна быть ниже уровня земли; если эта отметка выше уровня земли, то на выходе из отделения выполняют площадку со ступенями. Полы машинного отделения должны быть ровными, нескользкими и выполняться из несгораемого, не искрящего материала.

Помещение компрессорного цеха должно иметь хорошую освещенность дневным светом, для чего площадь световых проемов (окон) принимают не менее 20 % от площади пола. Для улучшения освещения ширину компрессорного цеха принимают 12 м.

В компрессорных цехах (взрывоопасных) проектируют легко сбрасываемые покрытия. Это специальные плиты обычных размеров с отверстиями между ребрами. Отверстия перекрывают волнистыми асбоцементными листами усиленного профиля, на которые укладывают утеплитель и гидроизоляцию. В случае взрыва взрывная волна проходит через отверстия плит покрытия, не разрушая несущие конструкции, и сбрасывает лишь часть покрытия выше плит.

Полы. Верхний слой — покрытие. Покрытие бывает сплошным и из штучных материалов — плиток. В компрессорных цехах применяют бетонные и цементно-песчаные полы, уложенные по бетонному подстилающему слою. Могут быть мозаичные и металлоцементные полы шириной 20...25 мм из цементного раствора, из мраморной крошки.

Стены, перегородки, двери. Они могут быть выполнены из кирпича и блоков, панелей. Толщина кирпичных стен 250, 380, 510 мм. Самонесущие кирпичные стены опираются на фундаментные балки, поверх которых укладывают слой гидроизоляции из цементного раствора и гидроизоляционного материала. Над оконными проемами укладывают железобетонные перемычки.

Стены из крупных бетонных блоков проектируют с отдельными проемами шириной 3000 и 4500 мм и простенками. Длина блоков от 750 до 3250 мм, высота блоков 1,2 и 1,8 м. Стены отапливаемых зданий выполняют из однослойных, двухслойных и трехслойных панелей.

Двери имеют стандартные проемы шириной 1000, 1500 и 2000 мм, высотой 1800, 2000, 2300 и 2400 мм. В компрессорном цехе устанавливают двухстворчатые распашные двери, открываемые только наружу. Около наружных дверей предусматривают тамбуры глубиной не более чем на 500 мм ширины дверного проема.

Вентиляция машинного отделения. Машинные, аппаратные отделения и распредустройства, располагаемые в помещениях, должны быть оборудованы системами приточно-вытяжной и аварийно-вытяжной механической вентиляции. Кратность воздухообмена определяется проектной организацией. Обычно приточ-

ная — 2 объема в час, вытяжная — 3, вытяжная аварийная — 7...8 объемов в час.

Совместная работа аварийной и постоянно действующей вытяжной вентиляции должна обеспечивать десятикратный объем воздуха в час. Подачу воздуха в машинное и аппаратное отделения для R717 предусматривают в верхнюю или рабочую зону, а вытяжку — из верхней зоны, противоположной притоку. Воздух, удаляемый из помещений, допускается выбрасывать в атмосферу без очистки через трубу с высотой, не менее чем на 1,5 м превышающей высоту здания. Для фреонов вытяжку предусматривают из нижней зоны с кратностью воздухообмена 4 объема в час. Всасывающие окна располагаются у пола на высоте не более 1 м. Приточная вентиляция 3 объема в час.

**Размещение компрессорного оборудования в машинном отделении.** В компрессорном цехе размещаются компрессоры и агрегаты, распределительная станция и промежуточные сосуды. Планировочные решения машинных отделений должны способствовать:

1) рациональной эксплуатации холодильного оборудования, распределительных устройств;

2) уменьшению длины трубопроводов, эффективному использованию строительных площадей и объема здания. Для выполнения этих требований рекомендуются следующие размеры. Главный (центральный) проход между компрессорами, а также расстояние от электрических щитов и щитов с контрольно-измерительными приборами до выступающих частей машин и аппаратов — не менее 1,5 м. Проходы между выступающими частями машин — не менее 1 м; между стеной и машиной или аппаратом — не менее 0,8 м, до колонны — не менее 0,7 м при наличии других проходов нормальной ширины. При определении размеров проходов и отступов учитывают выступающие трубы обвязки компрессоров и толщину тепловой изоляции, а также место для разборки компрессора с выемкой коленчатого вала. Если аппарат не обслуживается с какой-либо стороны (например, маслоотделитель или воздухоотделитель), то его монтируют без прохода с этой стороны;

3) проведению удобного и безопасного обслуживания;

4) обеспечению возможности ремонта оборудования;

5) обеспечению возможности расширения холодильника, если это предусмотрено заданием на проектирование.

Для выполнения третьего требования необходимо предусмотреть доступы к обслуживаемому оборудованию и достаточные проходы. Кроме того, машины не следует устанавливать на высоте, затрудняющей обслуживание.

Если требуется обслуживание компрессоров и аппаратов на высоте свыше 1,5 м, а вентили и задвижки размещены на высоте более 1,8 м, то для их обслуживания следует предусматривать специальные площадки с лестницами. Не разрешается устанавливать вентили маховиком вниз.

Оборудование, требующее внимательного обслуживания, должно иметь хорошее естественное освещение (компрессоры, конденсаторы, измерительные приборы), поэтому эти элементы ставят ближе к окнам, а аппараты и сосуды можно ставить ближе к глухим стенам.

При размещении оборудования следует учитывать возможность его разборки, предусматривать место, достаточное для того, чтобы вынуть из машины или аппарата наиболее длинную деталь, при этом чтобы не мешали ни соседнее оборудование, ни элементы строительных конструкций (стены, балки, колонны). Монтажно-ремонтные площадки могут быть общими для группы машин и аппаратов.

Для возможности расширения холодильника в машинном отделении (аппаратном) предусматривают резервную площадь для установки оборудования, а на генеральном плане предусматривают свободную площадь.

В аппаратном отделении размещают горизонтальные кожухотрубные конденсаторы, линейные ресиверы, защитные, циркуляционные, компаундные и дренажные ресиверы, отделители жидкости, рассольные испарители, водяные и рассольные насосы, аммиачные насосы.

В распределительных и производственных холодильниках устанавливают, как правило, 3...4 циркуляционных ресивера, по два аммиачных насоса на каждый ресивер. Для лучшего использования площади и объема аппаратного отделения устанавливают некоторые аппараты один над другим, например: линейный ресивер под конденсаторами, воздухоотделитель на 1...1,5 м выше линейного ресивера, циркуляционные ресиверы над насосами (см. рис. 152). Так как есть специальные требования к взаимному размещению по вертикали циркуляционных и компаундных ресиверов с циркуляционными насосами, то для уменьшения требуемой высоты помещения, особенно при использовании вертикальных сосудов, в аппаратном отделении устанавливают приемок для размещения насосов, жидкостных стояков, циркуляционных ресиверов, вспомогательного ресивера для сбора жидкости из всасывающего трубопровода компрессора, а также из аппаратов и охлаждающих приборов. Глубина приемка должна быть не более 2,5 м. Приемки должны иметь не менее двух лестниц, а при глубине приемка более 2 м — выход непосредственно наружу; площадь приемка определяется размерами установленного в нем оборудования, ограждения приемка не менее 1,1 м. Расчетный уровень жидкого аммиака в случае аварийного вытекания из наиболее аммиакоемкого сосуда должен быть ниже бортика поддона или края приемка и соответствовать для циркуляционного ресивера его рабочему заполнению, а для защитного — его максимально допустимому заполнению (80 % наиболее емкого сосуда).



Теплообменные аппараты, например кожухотрубные конденсаторы, монтируют на одной площадке. Их нужно располагать таким образом, чтобы была возможность со стороны одной из крышек вынуть и заменить любую из труб, а также периодически очищать трубы. Если, например, кожухотрубный аппарат находится выше соседнего оборудования, то выемка труб может быть свободно осуществлена, и на это не потребуется дополнительная площадь. Если кожухотрубный аппарат находится против окна, то через него можно вынуть и очистить трубы. Циркуляционные ресиверы, испарители, отделители жидкости устанавливают также на общей площадке — антресоли (для ресиверов типа РДВ предусматривают площадки на двух уровнях, площадки на высоте более 1,8 м оборудуют местными ограждениями высотой 1,1 м; при длине площадки более 6 м должно быть две лестницы).

**Размещение оборудования на открытой площадке.** При температуре наружного воздуха не ниже  $-40^{\circ}\text{C}$  некоторое оборудование рекомендуется устанавливать на открытой площадке (см. рис. 152): вертикальные и испарительные конденсаторы, линейные ресиверы, центральные маслоотделители, маслособиратели, воздухоотделители и градирни. Водяные насосы монтируют в аппаратном отделении, а на крупных установках — в насосном отделении совместно с хозяйственными и пожарными насосами. Насосное отделение располагается вблизи конденсаторной площадки.

Для уменьшения протяженности трубопроводов открытые площадки должны находиться на расстоянии не менее 10 м от машинного отделения. При этом учитывают характер застройки территории, назначение соседствующих сооружений, направление господствующих ветров летом и зимой, возможные последствия аварий, характеристики оборудования. Например, градирни, испарительные и воздушные конденсаторы должны обдуваться ветром, чтобы не создавать зоны с повышенной влажностью и температурой. Унос капель воды не должен влиять на состояние соседнего оборудования. Расстояние между градирнями, конденсаторами и другими аппаратами должно быть не менее 2...3 м, аппараты располагаются в шахматном порядке на расстоянии не менее 2 м.

Открытую площадку лучше располагать со стороны глухой стены. Градирни, испарительные и воздушные конденсаторы могут размещаться на крыше машинного (аппаратного) или насосного отделений.

Линейные ресиверы должны иметь ограждение с навесом для защиты от солнечных лучей, любые открытые площадки должны иметь металлические ограждения высотой 1,1 м и устанавливаться на отметке выше планировочной поверхности (земли) примерно на 200 мм.

## Контрольные вопросы и задания

1. В чем состоит назначение холодильника? Назовите особенности холодильников различного типа.
2. Что такое «условная вместимость» и для чего ее вводят?
3. Какова последовательность расчета строительной площади камеры хранения груза в штабелях?
4. Какова последовательность расчета строительной площади камер хранения груза на подвесных путях?
5. Какие основные требования предъявляют к планировкам холодильников различного типа?
6. Назовите особенности планировок распределительных холодильников, производственных холодильников.

*Практическое занятие 12. Определение вместимости камер производственного холодильника.*

**Пример 19.** При мясокомбинате мощностью 40 т в смену работает производственный холодильник. Работа комбината двухсменная. Определите вместимость камер. Холодильник спроектируйте одноэтажным, расположенным в главном производственном корпусе. Принятая сетка колонн  $6 \times 12$  м, высота холодильника 6 м до низа несущих конструкций.

При двухсменной работе комбината суточная производительность его по мясу

$$M_{\text{сут}} = 2M_{\text{см}} = 40 \cdot 2 = 80 \text{ т/сут.}$$

Общую производительность камер замораживания и охлаждения мяса принимаем равной 50 % суточной производительности мясокомбината:

$$\begin{aligned} M_{\text{зам}} &= 0,5 \cdot 80 = 40 \text{ т/сут;} \\ M_{\text{ост}} &= 0,5 \cdot 80 = 40 \text{ т/сут.} \end{aligned}$$

Предусматриваем на холодильнике установку морозильного аппарата для замораживания субпродуктов (печень, сердце, язык и т. п.), считая выход субпродуктов в количестве 10 % выхода мяса. Все субпродукты в период массового убоя скота будут замораживаться для создания резерва продуктов производственным цехам:

$$M_{\text{с.пр}} = 0,1 \cdot M_{\text{сут}} = 0,1 \cdot 80 = 8 \text{ т/сут.}$$

На холодильнике есть камера для хранения топленого жира в бочках, выход жира 7 % выпуска мяса:

$$M_{\text{ж}} = 0,07 \cdot 80 = 5,6 \text{ т/сут.}$$

Вместимость камер хранения мяса и мясoproдуктов определяется созданием необходимого запаса сырья для производственных цехов. Вместимость камер хранения мороженого мяса принимаем из условия размещения 20-суточного поступления мяса из цеха убоя скота и разделки туш:

$$B_{\text{м.мор}} = 20M_{\text{сут}} = 20 \cdot 80 = 1600 \text{ т.}$$

Вместимость камер хранения охлажденного мяса составляет величину, определяемую созданием 2-суточного поступления мяса из цеха убоя скота и разделки туш

$$B_{\text{м.охл}} = 2M_{\text{ост}} = 2 \cdot 80 = 160 \text{ т.}$$

Вместимость камеры хранения мороженых субпродуктов (20-суточный запас)

$$B_{\text{м.с.пр}} = 20M_{\text{с.пр}} = 20 \cdot 8 = 160 \text{ т.}$$

Вместимость камеры хранения жира в бочках (15-суточный запас)

$$B_{\text{ж}} = 15M_{\text{ж}} = 15 \cdot 5,6 = 84 \text{ т.}$$

Вместимость камер замораживания мяса, если цикл работы их составляет сутки,  $B_{\text{зам}} = M_{\text{зам}} = 40 \text{ т.}$

Цикл работы камеры состоит из операций холодильной обработки, загрузки и выгрузки. Принимая температуру воздуха в камерах замораживания мяса  $-35^\circ\text{C}$ , считаем, что продолжительность холодильной обработки будет равна  $\tau = 22 \text{ ч}$ , продолжительность загрузки и выгрузки камеры — по 1 ч. Таким образом, цикл работы камеры замораживания мяса  $\tau_{\text{ц}}$  составит 24 ч. Для сокращения продолжительности загрузки и выгрузки, уменьшения теплопритоков в помещения перед камерой и после нее размещают накопительные и разгрузочные, причем по площади они должны быть не менее площади одной из этих камер. Таким образом,

$$B_{\text{зам}} = M_{\text{зам}} \tau_{\text{ц}}/24 = 40 \cdot 24/24 = 40 \text{ т.}$$

Продолжительность цикла работы остывочных также принимаем равной  $\tau_{\text{ц}} = 24 \text{ ч}$  (продолжительность холодильной обработки  $\tau = 16 \dots 18 \text{ ч}$ ). Тогда

$$B_{\text{ост}} = M_{\text{ост}} \tau_{\text{ц}}/24 = 40 \cdot 24/24 = 40 \text{ т.}$$

**Пример 20.** Определение строительных площадей камер зависит от вида хранения соответствующих продуктов (штабель, на подвесных путях, в контейнере и т. п.).

Площадь камер хранения мороженого мяса (штабель):  
грузовой объем камер

$$V_{\text{гр}} = B_{\text{м.мор}} / g_{\text{в}} = 1600/0,35 = 4571 \text{ м}^3,$$

где  $g_{\text{в}}$  — норма загрузки  $1 \text{ м}^3$  грузового объема,  $\text{т/м}^3$ ;  $g_{\text{в}} = 0,35 \text{ т/м}^3$  (см. табл. 61);

грузовая площадь камер:

$$F_{\text{гр}} = V_{\text{гр}}/h_{\text{гр}} = 4571/5 = 914 \text{ м}^2,$$

где  $h_{\text{гр}}$  — высота штабеля, м;  $h_{\text{гр}} = 5,0 \text{ м}$  (принято из-за ограничения подъема груза на высоту штабелеукладчиком);

строительная площадь камер:

$$F_{\text{стр}} = F_{\text{гр}} / \beta_{\text{F}} = 914/0,8 = 1143 \text{ м}^2,$$

где  $\beta_{\text{F}}$  — коэффициент использования площади камеры;  $\beta_{\text{F}} = 0,8$ .

Так как площадь камер должна быть кратна целому числу строительных прямоугольников (строительный прямоугольник определяется принятой сеткой колонн  $6 \times 12 = 72 \text{ м}^2$ ), то

$$n = F_{\text{стр}}/72 = 1143/72 = 15,88.$$

Принимаем площадь камер хранения мороженого мяса кратной 16 строительным прямоугольникам ( $F_{\text{м.мор}} = 16 \cdot 72 = 1152 \text{ м}^2$ ).

Площадь камер замораживания мяса определяем из условия, что продукты (туши или полутуши мяса) находятся на подвесных путях:

$$F_{\text{стр}} = B_{\text{зам}} / g_F = 40/0,2 = 200 \text{ м}^2,$$

где  $g_F$  — норма нагрузки от мяса на  $1 \text{ м}^2$  площади пола,  $\text{т}/\text{м}^2$ ;  $g_F = 0,2 \text{ т}/\text{м}^2$  (см. табл. 62).

Число строительных прямоугольников для камер замораживания мяса

$$n = F_{\text{стр}}/72 = 200/72 = 2,78.$$

Принимаем число камер замораживания мяса равным трем, причем площадь каждой камеры соответствует площади одного строительного прямоугольника.

Аналогично рассчитываем площади других камер. После проведения расчетов выполняем планировку холодильника.

*Практическое задание 13. Изучение планировок холодильников различных типов.* Студенты знакомятся с различными планировками холодильников при проведении экскурсий на действующие холодильные предприятия, расположенные в одно- или многоэтажном зданиях.

*Лабораторная работа 4. Выполнение планировки холодильника по проведенным расчетам строительных площадей.*

Цель работы — выполнение планировки холодильника. Планировку холодильника удобно выполнять по числу строительных прямоугольников, образованных сеткой колонн всех охлаждаемых помещений. В распределительном холодильнике к этим помещениям относятся: камеры хранения мороженых и охлажденных продуктов, универсальные камеры, камера домораживания мяса, накопительная и экспедиция. На основании предварительно выполненных расчетов строительных площадей всех охлаждаемых помещений определяем сумму строительных прямоугольников. Причем для каждого вида продуктов число строительных прямоугольников не должно быть меньше расчетного значения, а количество строительных прямоугольников округляем до целого числа в сторону увеличения. Выбираем габаритные размеры холодильника из условия соотношения длины здания к ширине 1,5:1 или 2:1. Для распределительных холодильников предусматривают сквозные (по ширине здания) коридоры с выходом в них из всех охлаждаемых помещений.

При планировке холодильника для мясокомбината его располагают между производственными корпусами, причем камеры тепловой обработки продуктов должны находиться рядом с цехом уоя и разделки туш. Размещение камер в холодильнике соответствует принятой схеме обработки продукции.

Состав отчета следующий: планировка холодильника, которую удобно выполнять на миллиметровке; расчеты площадей камер и обоснование выбранной планировки.

## Глава 10

# ИЗОЛЯЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ И КОНСТРУКЦИИ ХОЛОДИЛЬНЫХ СООРУЖЕНИЙ

### 10.1. ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Отличительная особенность холодильников — наличие тепловой изоляции наружных и внутренних ограждений. Благодаря тепловой изоляции значительно уменьшается количество теплоты, поступающей в охлаждаемые помещения. При строительстве холодильника на создание изоляции приходится 25...40 % стоимости всего сооружения. Поэтому правильному выбору тепловой изоляции и выполнению изоляционных конструкций следует уделять большое внимание. Некачественная изоляция может привести к невозможности поддержания требуемых параметров воздушной среды, усушке и порче продуктов, а также к увеличению расхода энергии на производство холода.

Теплоизоляционный материал состоит в основном из каркаса твердого вещества, образующего оболочку пор, и воздуха или другого газа, заполняющего эти поры. Наличие пор представляет собой характерную особенность теплоизоляционных материалов. В пористых телах передача теплоты в большей степени осуществляется конвекцией. Поэтому менее теплопроводны материалы с мелкими замкнутыми порами, в которых движение газа в порах практически отсутствует. Теплоизоляционные материалы работают в тяжелых метеорологических условиях, подвергаются переменному воздействию влаги и низких температур.

Поэтому необходимо применять качественные теплоизоляционные материалы, сохраняющие свои свойства длительное время. Они должны иметь следующие свойства.

1. Теплоизоляционные материалы должны характеризоваться низкой способностью проводить теплоту, т. е. иметь малый коэффициент теплопроводности  $\lambda$ . Это предполагает и малую объемную массу материала  $\rho$ . Коэффициент теплопроводности и объемная масса взаимно связаны с неоднородностью структуры теплоизоляционного материала. По причине неоднородности структуры материала в качестве характеристики используют не плотность, а объемную массу, представляющую собой отношение массы к объему. Коэффициент теплопроводности изоляционных материалов, имеющих пористую структуру, определяется соотношением между количеством газа внутри пор, имеющего низкий коэффициент теплопроводности, и количеством вещества в твердой структуре материала. Нормативными документами рекомендуется применять в качестве изоляции помещений с отрицательными температурами материалы, имеющие  $\lambda \leq 0,06 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  и  $\rho \leq 200 \text{ кг}/\text{м}^3$ .

2. Теплоизоляционные материалы должны иметь малую гигроскопичность и малое водопоглощение. Гигроскопичность — это свойство материала поглощать водяной пар, а водопоглощение — впитывать капельную влагу. В результате проявления этих свойств возрастает влажность теплоизоляционного материала и увеличивается коэффициент теплопроводности  $\lambda$ . Влажный теплоизоляционный материал подвержен гниению и плесени, что приводит к его разрушению.

3. Теплоизоляционные материалы должны быть морозостойкими, т. е. они не должны становиться хрупкими при низких температурах.

4. Теплоизоляционные материалы должны быть огнестойкими или иметь малую горючесть.

5. Теплоизоляционные материалы должны быть химически инертны к материалам, с которыми они могут контактировать в изоляционной конструкции.

6. Теплоизоляционные материалы не должны иметь запаха и воспринимать его. Это свойство важно для пищевых предприятий. Так, многие скоропортящиеся продукты (например, масло) воспринимают запахи, что значительно ухудшает их качество.

7. Теплоизоляционные материалы должны противостоять грызунам. Изоляция должна быть защищена от грызунов и не привлекать их.

8. Теплоизоляционные материалы должны характеризоваться достаточной механической прочностью. Они должны выдерживать неизбежные при погрузке, выгрузке и транспортировке продуктов удары, вибрации и т. п.

9. Теплоизоляционные материалы должны легко обрабатываться обычными режущими инструментами.

10. Теплоизоляционные материалы должны иметь небольшую стоимость, так как стоимость теплоизоляционного материала в значительной степени влияет на капитальные затраты при строительстве холодильника.

Материалов, в полной степени удовлетворяющих этим требованиям, нет. Поэтому при выборе теплоизоляционного материала следует учитывать реальную возможность получения материала на месте строительства, а также назначение и значимость объекта строительства.

Классификация теплоизоляционных материалов по отдельным признакам позволяет более точно выбрать необходимый вариант для определенного объекта.

По эффективности теплоизоляционные материалы подразделяются на четыре группы.

1. Высокоэффективные материалы с коэффициентом теплопроводности в сухом состоянии до  $0,045 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  и с объемной массой до  $100 \text{ кг}/\text{м}^3$ .

2. Эффективные материалы с коэффициентом теплопроводности от  $0,045 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  и с объемной массой  $100...350 \text{ кг}/\text{м}^3$ .

3. Материалы средней эффективности с коэффициентом теплопроводности от 0,080 до 0,180 Вт/(м·К) и с объемной массой 350...650 кг/м<sup>3</sup>.

4. Материалы низкой эффективности с коэффициентом теплопроводности от 0,180 до 0,350 Вт/(м·К) и с объемной массой 650...1000 кг/м<sup>3</sup>.

В качестве теплоизоляционных применяют материалы первых трех групп. Материалы четвертой группы относятся к легким строительным материалам и в качестве теплоизоляционных используются в том случае, если являются местными материалами.

Внутри каждой из этих групп материалы классифицируют по нескольким признакам. По происхождению или по исходному сырью их подразделяют на две группы: органического и неорганического (минералы, металлы) происхождения. С учетом температурной области использования различают теплоизоляционные материалы:

1) для низких температур (отрицательные температуры и до 80 °С);

2) для высоких температур (от 80 до 500 °С).

По внешнему виду теплоизоляционные материалы подразделяются на несколько групп.

1. Штучные жесткие изделия, имеющие определенные размеры и форму (плиты, блоки, скорлупы и фасонные изделия).

2. Штучные гибкие изделия. Они имеют определенные размеры, а форму их можно изменять (маты, листы, рулоны и шнуры).

3. Сыпучие или засыпные материалы, представляющие собой рыхлую бесформенную массу с произвольным расположением частиц (шлак, опилки, волокна и нити).

4. Материалы, получаемые в процессе выполнения теплоизоляционных работ, например заливкой исходной смеси в изолируемое пространство или напылением на изолируемую поверхность.

В настоящее время высокоэффективные теплоизоляционные материалы широко применяют при строительстве холодильников, особенно из легких металлических конструкций. Благодаря малой объемной массе их используют в первую очередь в транспортных и других передвижных установках, в устройствах и аппаратах, для которых на первое место выдвигается требование минимальной массы. Кроме того, высокоэффективные материалы применяют в установках с переменным тепловым режимом, так как они характеризуются малой тепловой инерцией.

Материалы этой группы можно разделить на несколько подгрупп.

1. Органические естественные материалы (растительные волокна, пух). В настоящее время их практически не применяют.

2. Органические искусственные материалы. К ним относятся пенопласты, получаемые путем вспенивания синтетических смол.

Пенопласты имеют мелкие замкнутые поры. В зависимости от характера технологического процесса изготовления они могут быть жесткими, полужесткими и эластичными с порами необходимого размера.

Пенопласты делятся на термопластичные, размягчающиеся при повторных нагреваниях (пенополистиролы), и термонеобратимые, отвердевающие и не размягчающиеся при повторных нагреваниях (пенополиуретаны и материалы на основе фенолоформальдегидных и эпоксидных смол).

Пенополистирол марок ПСБ и ПСБ-С представляет собой плотный мелкопористый материал, характеризующийся высокой водостойкостью и малой гигроскопичностью. Он не теряет своих высоких механических качеств в условиях переменного воздействия высоких и низких температур. Пенополистиролы имеют высокие теплоизоляционные свойства, характеризуются морозостойкостью и очень малой влаго- и паропроницаемостью, не поражаются грибами, грызунами и не гниют; некоторые виды пенополистирола трудновозгораемы (ПСБ-С — самозатухающий материал). Изделия из пенополистирола марки ПСБ-С выпускают в виде плит толщиной 23; 30; 50 и 100 мм.

Пенополиуретан представляет собой жесткий материал мелкопористой структуры, имеет высокую прочность, водостоек, морозостоек, имеет малую теплопроводность. Получают этот материал при смешивании в жидком состоянии двух частей композиции во время заливки их в изолируемый объем или во время нанесения теплоизоляционного слоя на изолируемую поверхность. Пенополиуретан наносится на поверхность любого материала и хорошо приклеивается к ней. В месте прилегания к изолируемой поверхности образуется плотная пленка, имеющая пароизоляционные свойства. К одной из разновидностей полиуретанов относится перспективный материал — рипор.

Мипору изготавливают из формальдегида, мочевины и уксусного натрия. Плиты имеют вид твердой упругой пены. Мипора имеет малую механическую прочность и очень гигроскопична. Для увеличения водостойкости блоки мипоры погружают в расплавленный битум. Она горит и может быть использована при температурах до 100 °С. Мипора применяется для изоляции небольших холодильных камер, охлаждаемых автокузовов, контейнеров и вагонов. Изготавливается в виде блоков толщиной 200...250 мм. При увлажнении мипора легко загнивает, и этот процесс сопровождается очень неприятным запахом.

3. Неорганические материалы. К ним относится алюминиевая фольга (альфоль). Для тепловой изоляции используют фольгу толщиной 7...20 мкм. Преимущество этого материала — высокая отражательная способность, уменьшающая радиационный теплообмен, что особенно заметно при высоких температурах.



Важным представителем неорганических материалов являются искусственные волокна: минеральная, шлаковая и стеклянная вата. Сырьем для минеральной ваты служат горные породы (мергели, доломиты и т. п.), для шлаковой ваты — доменный шлак, для стеклянной ваты — кварцевый песок, известь и сода. Минеральная и стеклянная вата могут применяться как засыпной материал, но дают большую усадку. Эти материалы не горючи, не гигроскопичны, но имеют большое водопоглощение (до 600 %). При выполнении изоляционных работ необходимо принимать защитные меры. Изделия из искусственных волокон более удобны.

Для тепловой защиты оборудования в криогенных установках применяют вакуумную изоляцию. Для нее используют аэрогель. Это порошкообразный высокопористый материал, состоящий в основном из химически чистого диоксида кремния.

Эффективные теплоизоляционные материалы используют в промышленном строительстве для изоляции ограждений, трубопроводов и аппаратов.

Материалы этой группы разбивают на две подгруппы.

1. Органические естественные материалы. К ним в первую очередь относятся пробка и отходы пробочного производства, которые дробят на крошку с зернами различной величины.

Пробковую крошку иногда применяют в качестве засыпной теплоизоляции. Из крошки методом прессования изготавливают плиты и скорлупы. Лучший материал из пробки — это экспанзит, который получают прессованием и сушкой без доступа воздуха при температуре до 300 °С и без добавления вяжущих веществ. Пробка — ограниченно доступный теплоизоляционный материал. Она имеет низкий коэффициент теплопроводности, но горюча, подвергается гниению и разрушается грызунами. Экспанзит меньше подвержен гниению, чем пробка, более долговечен и менее гигроскопичен.

Ранее в холодильном строительстве широко применяли изделия из торфа [торфоплиты, имеющие низкий коэффициент теплопроводности 0,058...0,081 Вт/(м · К)]. Но они имеют большие недостатки (существенное водопоглощение, склонность к гниению и образованию плесени, горючи) и поэтому практически не применяются. К материалам этой группы относятся изделия из древесины или отходы от обработки древесины (древесные опилки, стружка). Но они также имеют существенные недостатки, главный из которых горючесть.

Из продуктов переработки древесины изготавливают бумлизит (бумажная литая изоляция).

2. Неорганические искусственные материалы. Эти материалы применяют в холодильной технике еще достаточно широко, так как они доступны и имеют хорошие теплоизоляционные свойства. К ним относятся изделия из стеклянной и минеральной ваты. Из стеклянной ваты изготавливают маты и полосы, которые сверху по-

крываются корочкой толщиной 1,5 мм, которая предохраняет их при перевозке. Наиболее распространены полужесткие и жесткие минераловатные плиты, изготавливаемые из минеральной и шлаковой ваты. Они сходны по технологии производства, но различаются разным содержанием битума.

К волокнам ваты подмешивают расплавленный тугоплавкий битум, затем образующиеся маты подпрессовывают и высушивают. Минеральные плиты выпускаются толщиной 40; 50 и 60 мм.

К этой же группе материалов относится асбовермикулит, который выпускают в виде плит толщиной 30; 40 и 50 мм, изготавливаемых из вспученного вермикулита, асбестовых волокон и битумной эмульсии. Материал морозостоек и огнестоек и находит применение главным образом для устройства противопожарных поясов в ограждениях холодильников.

Теплоизоляционные материалы средней эффективности широко применяют при строительстве холодильников. В основном это неорганические искусственные материалы, к которым относится, в частности, пенобетон. Его часто изготавливают непосредственно на месте строительства. Цементное молоко, представляющее собой смесь цемента с водой, смешивают с мыльной пеной. Для стойкости в пену добавляют столярный клей. Получается мыльно-клеевая эмульсия.

При смешении цементного молока с пеной цементное молоко обволакивает каждую ячейку пены твердой оболочкой. Смесь выливают в формы или опалубку, где происходят твердение пенобетона и испарение избыточной влаги.

Лучший вид пенобетона — автоклавный — получается при твердении пенобетона в автоклавах на специальных заводах. Его применяют как конструкционный теплоизоляционный материал.

Пенобетон изготавливают в виде блоков толщиной 80...200 мм, градацией через 20 мм. Он не горюч, малогигроскопичен, имеет малое водопоглощение, не гниет и не разрушается грызунами. Главный недостаток пенобетона — его структурная нестабильность. В условиях переменных и отрицательных температур он покрывается трещинами и даже разрушается. Поэтому пенобетон целесообразно применять для помещений с нулевыми и положительными температурами.

Другой материал этой группы — пеностекло (газостекло). Его производят из отходов стекольного производства. Пеностекло не горит, не гниет, имеет высокую механическую прочность. Изготавливают пеностекло в виде блоков.

К материалам этой группы относятся шлаки, являющиеся остатками от сжигания каменного угля в топках (топливные), а также отходами при доменном процессе (доменные). Их применяют как засыпные материалы, чаще всего для изоляции полов, лежащих на грунте. Лучший из засыпных материалов — доменный шлак, применяемый в виде крупных зерен — гранул. Гранули-

рованный шлак получают при выпускании доменного шлака под воду.

Керамзитовый гравий — искусственный пористый камень, получаемый в результате обжига специально подготовленных глин; при температурах 1000...1200 °С происходит вспучивание и превращение их в пористый керамический материал плотностью 300...1000 кг/м<sup>3</sup>. Его используют для изоляции бесчердачных покрытий и полов на грунтах.

Теплоизоляционные материалы низкой эффективности включают такие материалы, которые используют и как строительные материалы, и как теплоизоляционные. К ним относятся туф, известняк, ракушечник, пемза и древесина различной породы. Более широко используют такие материалы, как шлакобетон, пемзобетон.

Теплотехнические свойства теплоизоляционных материалов приведены в табл. 63.

63. Основные свойства тепло-, гидроизоляционных и строительных материалов

Материал	Объемная масса $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Коэффициент теплопроводности $\lambda$ , Вт/(м · К)	Огнестойкость материала
<i>Теплоизоляционные материалы</i>			
Жесткий пенополиуретан:			
ППУ-3	50	0,040	Сгораемый
Рипор БТЗ	50...60	0,030	»
Пенопласт:			
полистирольный ПСБ-С	30...40	0,050	»
поливинилхлоридный ПВ-1	80	0,052	Несгораемый
Стеклойная вата, минеральная вата	100...150	0,04...0,05	»
Минераловатные плиты	200	0,080	Трудногораемый
Асбовермикулитовые плиты	250	0,085	Несгораемый
Пенобетон	300...500	0,120	»
Шлак гранулированный	400	0,160	»
Гравий керамзитовый	500	0,15...0,20	»
Газостекло, пеностекло	200...300	0,12	»
<i>Гидроизоляционные материалы</i>			
Битум нефтяной	1000	0,17	Сгораемый
Пергамин и рубероид	600...800	0,14...0,18	»
Изол, гидроизол	700...800	0,25...0,35	»
Стеклорубероид	600...800	0,25...0,35	Трудногораемый
<i>Строительные материалы</i>			
Бетон	2000...2400	1,6...1,9	Несгораемый
Железобетон	2500	2,04	»
Керамзитобетон	1600	0,79	»
Кладка кирпичная	1800	0,81	»
Асбоцементные листы, плиты	1800	0,52	»
Растворы:			
цементно-песчаный	1800	0,93	»
сложный (песок, известь, цемент)	1700	0,87	»
известково-песчаный	1600	0,7...0,8	»

## 10.2. ГИДРО- И ПАРОИЗОЛЯЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Увлажнение теплоизоляционных материалов в ограждениях зданий часто служит причиной резкого ухудшения работы холодильной установки. Подавляющее большинство теплоизоляционных материалов поглощает как парообразную, так и капельную влагу, и поэтому в обычных условиях они являются влажными. Как говорилось выше, теплоизоляционные изделия — это высокопористые материалы. Поры теплоизоляции заполнены воздухом или газом; при увлажнении материала поры насыщаются водой, а при отрицательных температурах она превращается в лед. Так как коэффициент теплопроводности воды значительно выше, чем у воздуха, а льда больше, чем у воды, то увлажнение теплоизоляционного материала приводит к резкому возрастанию теплового потока, проходящего через ограждение.

Влага в ограждение может попадать различными путями: 1) грунтовая влага — вследствие капиллярности материала; 2) атмосферные осадки — при попадании на поверхность ограждений; 3) водяной пар из воздуха — вследствие гигроскопичности материала; 4) конденсация водяного пара из воздуха на холодной поверхности ограждения.

Для защиты изоляционного материала от увлажнения в конструкции ограждения предусматривают слой гидро- или пароизоляционного материала, который ставят с теплой стороны теплоизоляционного слоя.

Пароизоляционные материалы должны отвечать следующим требованиям: иметь высокое сопротивление паропрооницанию; не поглощать влагу, что предупреждает гниение материалов и обеспечивает их долговечность; быть температуроустойчивыми, т. е. не быть хрупкими при низких температурах и не размягчаться при температурах до 50 °С; не иметь запаха.

Основной пароизоляционный материал — битум (асфальтовый гудрон), который находит и самостоятельное применение, и служит важнейшей составляющей многих пароизоляционных материалов. Встречаются природные битумы, но в основном битумы получают искусственным путем в виде жидких и твердых остатков при перегонке нефти. Выпускают твердые битумы (БН) нескольких марок, различающихся главным образом по температуре размягчения. Битум БН-III размягчается от прямых солнечных лучей, а БН-V растрескивается при низких температурах. Для теплоизоляционных и пароизоляционных работ чаще всего используют битум БН-V. Битум наносят на чистую сухую поверхность в расплавленном состоянии в один или несколько слоев толщиной от 1 до 5 мм.

Более производительным способом, позволяющим создать пароизоляционный слой более высокого качества, является окраска поверхности битумной эмульсией или битумной мастикой. Би-

тумная эмульсия представляет собой мелкие частицы битума, находящиеся в воде во взвешенном состоянии. В состав эмульсии входят эмульгаторы (мыло, глина и др.), обволакивающие поверхности частиц битума тонкой оболочкой и тем самым препятствующие слипанию их в крупные частицы. Эмульсию наносят на поверхность разбрызгиванием из пульверизатора. После испарения воды частицы битума слипаются в сплошную ровную пленку.

Широко применяют битумные мастики, представляющие собой смесь битума с наполнителями, придающими мастикам эластичность (асбест, мелкий или молотый песок, известь и др.). Особенно целесообразно применять битумные мастики в качестве пароизоляционного материала для пароизоляции холодных трубопроводов.

К оклеечным пароизоляционным материалам относятся различные битумные и небитумные рулонные и листовые материалы. Битумными материалами с органической основой являются пергамин и рубероид. Пергамин — это кровельный картон, пропитанный легкоплавким битумом, с толщиной листов 0,5...0,7 мм. Рубероид — кровельный картон, пропитанный легкоплавким битумом и с одной или двух сторон покрытый слоем тугоплавкого битума, в связи с чем рубероид называют покровным рулонным материалом, а пергамин — беспокровным. Толщина рубероида 1,5 мм.

К материалам с неорганической основой относятся гидроизол, фольгоизол, стеклоизол и стеклорубероид. Гидроизол — беспокровный рулонный материал, изготовленный путем пропитки асбестового картона битумами. Толщина листов около 1 мм. При изготовлении фольгоизола алюминиевую фольгу толщиной 0,2...0,3 мм покрывают с одной стороны битумно-резиновым составом. Толщина листов до 4 мм. Стеклорубероид и стеклоизол имеют одинаковую основу — стекловолоконистую ткань, но стеклорубероид получают нанесением на ткань битума, а стеклоизол — битумно-резиновой массы. Толщина листов 2...3 мм.

Безосновными материалами являются изол и бризол, которые изготовляют прокатыванием через вальцы смеси нефтяных битумов с наполнителем (асбестовые волокна и тальк) и с дробленой старой резиной. Выпускают эти материалы толщиной 2,0 мм, их отличает высокая пластичность при низких температурах.

Для пароизоляции применяют и небитумные материалы, в частности полимерные пленочные материалы — полиэтиленовые и поливинилхлоридные пленки (толщиной 0,2 мм). Их недостатки — быстрое старение и трудность наклеивания. Чаще используют дублированные пленки типа пленка — бумага или пленка — фольга — пленка.

К изолируемым поверхностям неполимерные теплоизоляционные материалы и пароизоляционные материалы приклеивают рас-

плавленной горячей битумной мастикой. Для приклеивания пенополистирола и синтетических пленок используют битумную мастику с температурой расплавления 70...80 °С или клеи.

### 10.3. ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫЕ КОНСТРУКЦИИ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Изоляционные конструкции ограждений холодильников представляют собой многослойную систему, состоящую из строительных, теплоизоляционных, пароизоляционных и отделочных материалов.

К изоляционным конструкциям холодильников предъявляют следующие требования:

толщина теплоизоляционного слоя ограждения должна соответствовать нормативному коэффициенту теплопередачи данного ограждения;

стороительно-изоляционная конструкция должна предусматривать непрерывный слой тепло- и гидроизоляции;

теплоизоляционный слой ограждения должен быть защищен от увлажнения;

тепло- и гидроизоляция должны надежно крепиться к строительным конструкциям и быть защищены от механических повреждений;

изоляционная конструкция должна быть огнестойкой;

теплоизоляция должна быть защищена от грызунов;

конструкция ограждения должна быть экономичной.

Для создания непрерывного слоя гидро- и теплоизоляции стен соединяют с изоляцией пола и покрытия. Для защиты от грызунов под штукатуркой на высоту 0,7 м от пола устанавливают мелкую металлическую сетку с загибом ее под пол. Для предупреждения распространения огня в теплоизоляционный слой укладывают противопожарные пояса из негорючего материала, разделяя слой изоляции на отдельные отсеки.

Типовые наружные ограждающие конструкции холодильника (стены, покрытия) показаны на рис. 153, 154. Наружные стены холодильника состоят из наружного защитного слоя, который одновременно может быть несущим, и внутреннего — гидро- и теплоизоляционного. Наружный слой выполняют из сборных железобетонных панелей, панелей из стальных или алюминиевых профилированных листов, из кирпича или различных природных камней. Слой теплоизоляции выполняют из высокоэффективных или эффективных теплоизоляционных материалов (пенополистирол, рипор, минераловатные плиты и др.). Стыки железобетонных панелей заливают бетоном, оклеивают гидроизолом и изолируют по месту вкладышами из тепловой изоляции. Кирпичные и железобетонные стены, изолируемые на месте строительства, выравнивают нанесением слоя цементной штукатурки, затем стену покры-

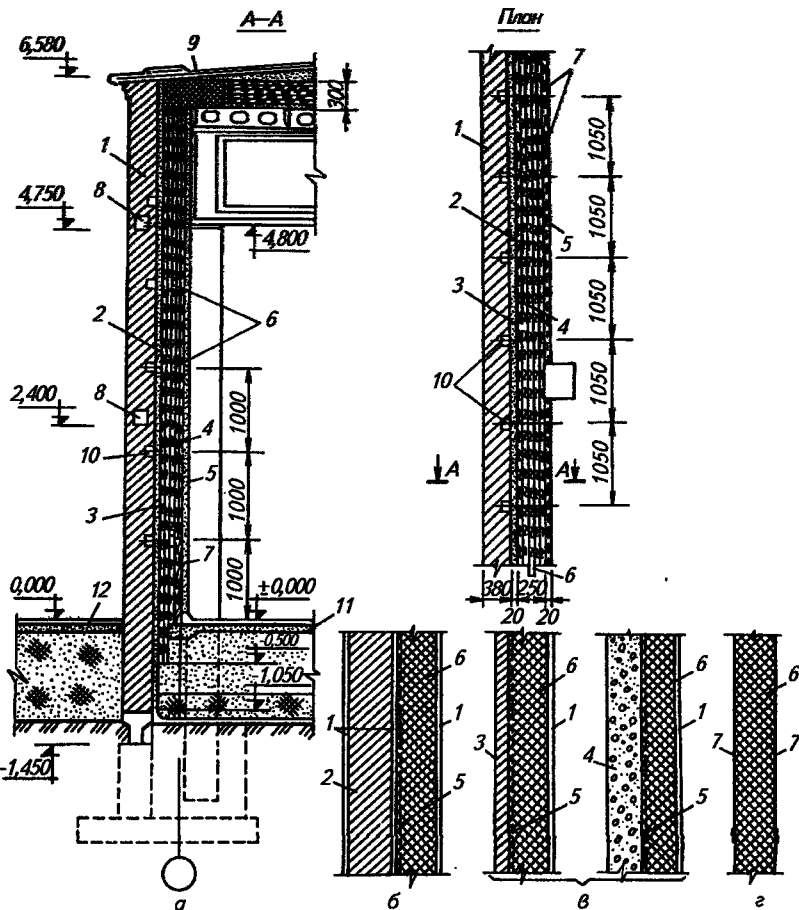
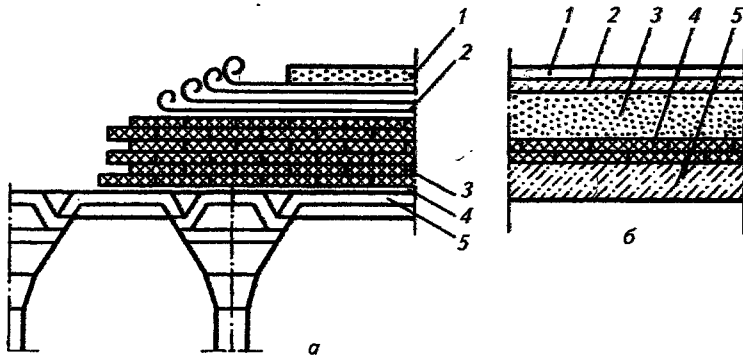


Рис. 153. Изоляция наружных кирпичных стен одноэтажного холодильника:

*а* — разрез: 1 — кирпичная стена; 2 — цементная штукатурка; 3 — пароизоляция; 4 — теплоизоляция; 5 — цементно-известковая штукатурка по металлической сетке; 6 — деревянные горизонтальные антисептированные рейки; 7 — вертикальные антисептированные рейки; 8 — железобетонный пояс; 9 — противопожарный пояс; 10 — деревянная антисептированная пробка; 11 — пол холодильных камер; 12 — пол платформы; *б, в, г* — варианты изоляции наружных стен холодильников; 1 — слой штукатурки; 2 — кирпичная кладка; 3 — железобетонная плита; 4 — керамзитшлакобетонная плита; 5 — пароизоляция; 6 — теплоизоляция; 7 — металлический лист

вают непрерывным слоем гидроизоляции толщиной 2,5...3,0 мм, после чего приклеивают битумными мастиками или специальными клеями плиты теплоизоляции с перекрытием последующим слоем швов предыдущего. Для противопожарных поясов используют пенобетон, керамзитобетон, асбестоперлит.



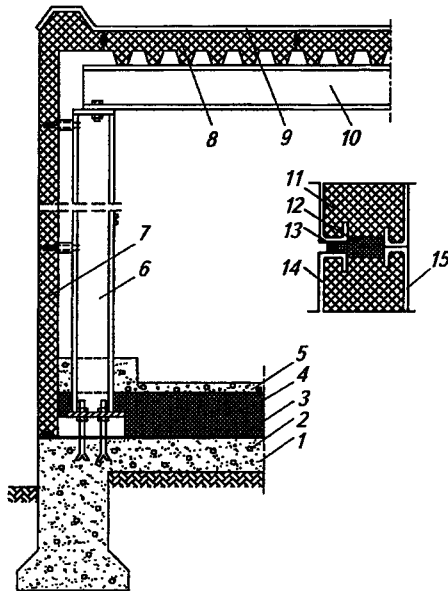
**Рис. 154. Изоляционные конструкции покрытий холодильника:**

*а* — многоэтажного: 1 — асбестоцементная плита; 2 — кровельный ковер из рулонных материалов на горячей битумной мастике; 3 — плиточный изоляционный материал; 4 — пароизоляция; 5 — сборное железобетонное покрытие; *б* — одноэтажного: 1 — кровельный рулонный ковер; 2 — бетонная стяжка; 3 — засыпная теплоизоляция; 4 — плитная теплоизоляция; 5 — железобетонная плита покрытия

В настоящее время предпочтение отдается строительству холодильников из легких металлических конструкций типа «сэндвич» (рис. 155). Холодильник имеет наружный или внутренний каркас, состоящий из стальных колонн *б* и балок *10* или ферм. К колоннам крепят стеновые панели *7*, а на балки укладывают потолочные панели *8*. Стеновая панель «сэндвич» имеет многослойную конструкцию, состоящую из наружной *14* и внутренней *15* оболочек из стального или алюминиевого листа толщиной 0,8...1,0 мм, заполненных пенополиуретаном *11*. Панели выполняют шириной 1,2...1,5 м и длиной до 24 м. Их монтируют горизонтально (см. рис. 155) или вертикально при строительстве одноэтажных высотных холодильников. К элементам стального каркаса панели присоединяются крепежными деталями. В стык между панелями укладывают пенополиуретановую ленту *12* (или заливают пенополиуретан) и стык закрывают эластичной замазкой *13*. Железобетонную плиту *1* основания холодильника обычно укладывают непосредственно на грунт и в нее закладывают электронагреватели для обогрева пола. На плиту наносят пароизоляционный слой *3*, а по нему выполняют слой тепловой защиты *4*. Эти мероприятия обеспечивают непрерывность тепло- и пароизоляции всей конструкции. Последним слоем является чистый пол *5*.

На холодильниках применяют покрытия бесчердачного типа; они состоят из несущих элементов, теплоизоляции и кровли. Несущую часть покрытия для многоэтажных холодильников осуществляют по типу междуэтажных перекрытий, кровлю выполняют из нескольких слоев рулонного материала на незагнивающей ос-





**Рис. 155. Конструкция одноэтажного холодильника из панелей типа «сэндвич»:**

1 — железобетонная плита; 2 — электронагреватель; 3 — пароизоляционный слой; 4 — теплоизоляционный слой; 5 — пол; 6 — стальная колонна; 7 — стеновая панель; 8 — потолочная панель; 9 — кровля; 10 — стальная балка; 11 — пенополиуретан; 12 — пенополиуретановая лента; 13 — эластичная замазка; 14 — наружная оболочка; 15 — внутренняя оболочка

нове (гидроизол, асбестоцементные плиты и т. п.). В качестве теплоизоляции используют плиточные и засыпные материалы, с помощью засыпного материала формируют необходимый уклон кровли (1...2%).

На одноэтажных холодильниках поверх плит покрытия укладывают плитную и засыпную изоляцию; сверху изоляцию защищают кровлей, состоящей из стяжки, гидроизоляционного и защитного слоев.

Перегородки холодильника целесообразно выполнять из блочных материалов, при использовании которых не требуется дополнительная строительная стенка, например из пенобетона, пеностекла, керамзитобетона и др. Такие перегородки можно устанавливать между камерами с одинаковыми или близкими температурами (перепад температур не более 5°C). При наличии строительной стенки перегородки изолируют плитными материалами. В противном случае применяют перегородки из тех же материалов, что и наружные стены, но уменьшенной толщины. Толщину кирпичной перегородки принимают равной 120 мм, железобетонной — 150 мм.

бетонной — 60...100 мм. Теплоизоляцию перегородок делают с более холодной стороны помещения.

Конструкция пола холодильника (рис. 156), расположенного на грунте, зависит от температуры воздуха в камерах первого этажа и от свойств грунта. Полы с температурой 0 °С и выше не изолируют, ограничиваясь засыпкой дешевых теплоизоляционных материалов (шлак, керамзитовый гравий). Полы камер с отрицательной температурой воздуха изолируют по всей площади.

Если на первом этаже расположены камеры с низкими температурами, то под ними устраивают полы с различными системами обогрева или выполняют пол с вентилируемым подпольем (рис. 157). Такой холодильник строят на низких железобетонных столбиках, и под зданием образуется проветриваемое подполье

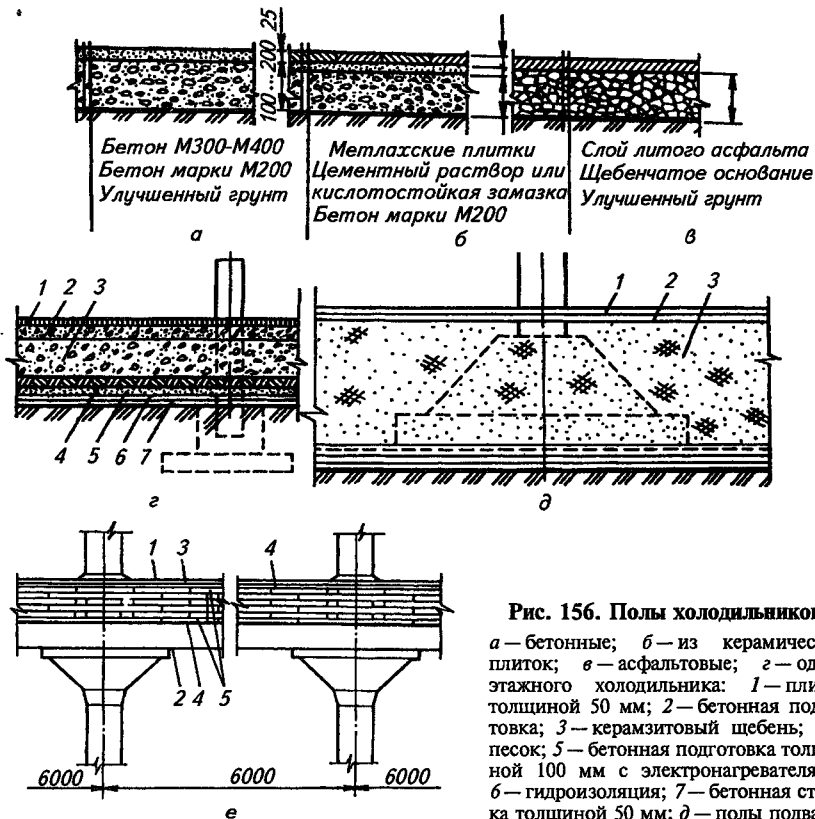


Рис. 156. Полы холодильников:

*а* — бетонные; *б* — из керамических плиток; *в* — асфальтовые; *г* — одноэтажного холодильника: 1 — плитка толщиной 50 мм; 2 — бетонная подготовка; 3 — керамзитовый щебень; 4 — песок; 5 — бетонная подготовка толщиной 100 мм с электронагревателями; 6 — гидроизоляция; 7 — бетонная стяжка толщиной 50 мм; *д* — полы подвальных этажей холодильника: 1 — плитка;

2 — бетонная подготовка; 3 — уплотненный песок; *е* — полы по междуэтажным перекрытиям: 1 — плитка; 2 — железобетонное сборное перекрытие; 3 — армобетонная стяжка; 4 — гидроизоляция; 5 — теплоизоляция

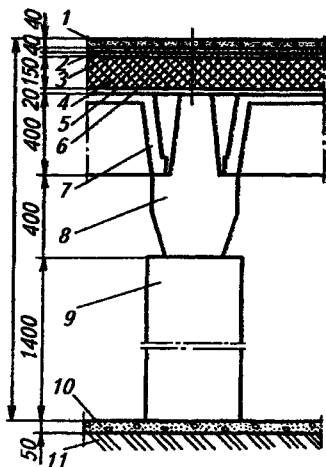


Рис. 157. Подполье под холодильником:

1 — бетонный пол; 2 — армированная бетонная стяжка; 3 — гидроизоляция; 4 — пенополистрол ПСБ-С; 5 — пароизоляция; 6 — цементный выравнивающий слой; 7 — плита перекрытия; 8 — ригель; 9 — дополнительный фундамент; 10 — щебенка; 11 — уплотненный щебнем грунт

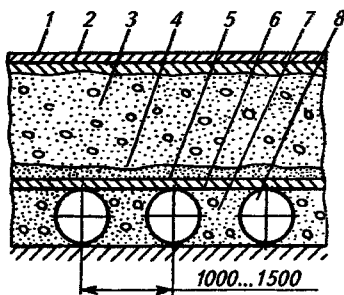


Рис. 158. Шанцевый пол:

1 — асфальт толщиной 40 мм в два слоя; 2 — бетонное основание; 3 — шлак; 4 — шлаковый песок (30 мм); 5 — гидроизоляция; 6 — бетонная стяжка; 7 — глинобетон; 8 — асбоцементная или бетонная труба

высотой 0,8...1,0 м, которое продувается наружным воздухом путем его естественной или принудительной циркуляции. Этот способ характеризуется повышенными капитальными и относительно низкими эксплуатационными затратами.

Широко применяют устройства, защищающие грунт от промерзания путем подогрева пола охлаждаемых помещений. На ряде холодильников используют так называемые шанцевые полы, представляющие собой полы с системой вентилируемых каналов, выполненных из кирпича, бетонных, асбоцементных или керамических труб. В теплое время года в каналы с помощью вентиляторов подается наружный воздух, а в холодное время года осуществляется рециркуляция подогретого в калориферах воздуха (рис. 158). Шанцевые полы оказались дорогими и не всегда надежными (из-за конденсации влаги из воздуха в каналах).

Преимущественное распространение находит в основном электрический подогрев пола, конструктивно наиболее простой. Электрические нагреватели выполняют из стальных прутков диаметром 8...12 мм, укладываемых в бетонную подушку на грунте толщиной 100 мм (рис. 159). Концы прутков последовательно сваривают для создания непрерывной электрической цепи, куда подается напряжение 24 или 36 В. При этом способе в бетонной

плите автоматически поддерживают температуру не ниже  $2^{\circ}\text{C}$ . Полы, выполненные по этому способу, дешевле шанцевых по капитальным затратам, но требуется расход электрической энергии, что вызывает повышенные эксплуатационные затраты.

На некоторых холодильниках в бетонную подушку под теплоизоляционным слоем пола уложены змеевики из стальных или полимерных труб, в которые подается низкотемпературная жидкость (кальтозин), причем жидкость подогревается в теплообменнике перегретым паром хладагента действующей холодильной установки (рис. 160). При использовании теплоты нагретого пара хладагента для подогрева пола необходимо предусмотреть возможность нагрева циркулирующей жидкости с помощью альтернативных источников (электроэнергия, водяной пар) на случай уменьшения нагрузки на холодильное оборудование.

Строительно-изоляционная конструкция пола холодильника (см. рис. 156) состоит из верхнего покрытия, несущего слоя бетона или железобетона, воспринимающего нагрузку, и слоя теплоизоляционного материала. Верхнее покрытие пола выполняют из сборных бетонных или железобетонных плит. Мелкие плиты укладывают по несущему слою на цементном растворе, крупные — на слой песка. Швы между плитами заливают цементным раствором. При использовании теплоизоляционных материалов, имеющих достаточную механическую прочность, плиты покрытия пола укладывают непосредственно на изоляцию, а несущего слоя не де-

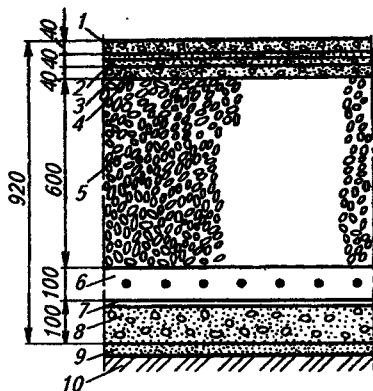


Рис. 159. Пол с электрообогревом:

1 — бетонный пол; 2 — армированная цементная стяжка; 3 — гидроизоляция; 4 — керамзитшлакобетонная стяжка; 5 — керамзитовый гравий; 6 — греющая бетонная плита с электродами; 7 — гидроизоляция; 8 — бетонная подготовка; 9 — насыпной слой песка; 10 — уплотненный щебнем грунт

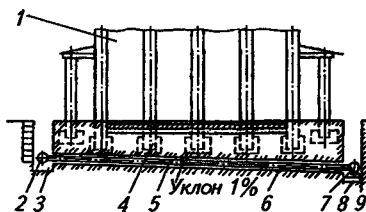


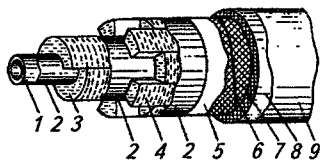
Рис. 160. Трубная система обогрева грунта с использованием теплоты конденсации:

1 — здание холодильника; 2 — подводящий коллектор; 3 — траншея (шурф) подводящего коллектора; 4 — фундамент здания холодильника; 5 — полиэтиленовая труба; 6 — скважина; 7 — отводящий коллектор; 8 — устройство аварийного слива теплоносителя; 9 — траншея (шурф) отводящего коллектора

лают. Полы холодильника изолируют керамзитовым гравием или шлаком, минераловатными плитами или плитами полистирола. При использовании засыпных изоляционных материалов под изоляционный слой и поверх него укладывают бетонные плиты толщиной по 100 мм. При изоляции пола эффективными материалами — минераловатными плитами или плитами полистирола — поверх изоляционного слоя укладывают слой гидроизоляции, а затем устраивают армированную стяжку из бетона толщиной 50...80 мм.

Междуэтажные перекрытия на холодильниках выполняют из железобетона безбалочными сборно-монолитными и сборными (см. рис. 154, а). Такие перекрытия имеют гладкие потолки и минимальную конструктивную высоту. Междуэтажные перекрытия изолируют по верху, т. е. изоляцию накладывают на пол или по низу (потолку). Изоляция по полу значительно упрощает производство изоляционных работ, позволяет использовать сыпучие и блочные материалы. Изоляция по потолку упрощает изоляционную конструкцию, так как отпадает потребность в защите изоляционного материала от механических повреждений и уменьшается опасность его увлажнения. В качестве изоляционного материала для изоляции потолка используют пенополистирол ПСБ-С или пенополиуретан (рипор); в последнем случае не требуются отделочные работы, кроме побелки.

Трубопроводы и оборудование изолируют эффективными изоляционными материалами после испытания системы и устранения всех недоделок. При изоляции трубопроводов скорлупами или сегментами (рис. 161) поверхность их тщательно очищают от загрязнений, следов коррозии и вытирают насухо. По сухой поверхности наносят слой расплавленного битума и наклеивают изоляционный материал, при малых диаметрах труб — скорлупы 3, при больших диаметрах труб — сегменты 4. Скорлупы и сегменты тщательно пригоняют друг к другу. Уложенную изоляцию покрывают горячим битумом, и на нее наклеивают следующий изоляции с обязательным перекрытием швов предыдущего слоя. Затем наклеивают слой рулонного гидроизоляционного материала на горячем битуме с перекрытием швов внахлестку не менее чем на 50 мм. После наклейки гидроизоляции трубопровод тщательно обматывают хорошо отожженной проволокой в виде спирали и покрывают проволочной сеткой под штукатурку. По сетке наносят слой штукатурки, состоящей из смеси асбеста и цемента в со-



**Рис. 161. Изоляция трубопроводов скорлупами и сегментами:**

1 — трубопровод; 2 — битум; 3 — изоляционные скорлупы; 4 — изоляционные сегменты; 5 — гидроизол; 6 — проволока; 7 — сетка металлическая; 8 — штукатурка; 9 — окраска за два раза

отношении 1 : 1. Сухую поверхность штукатурки красят масляной краской или белят известью.

При выполнении изоляции из стекловойлока или минерального войлока маты накладывают на поверхность трубы, покрытой битумом, и каждый слой изоляции крепят кольцами из мягкой, хорошо отожженной проволоки диаметром 2 мм. Поверх изоляции укладывают пароизоляционный материал, который закрепляют, обматывая его проволокой, затем покрывают металлической сеткой и штукатурят. Аналогично изолируют и холодильное оборудование. При изоляции фасонных частей особое внимание уделяют плотности прилегания изоляционного материала к изолируемой поверхности.

#### 10.4. РАСЧЕТ ТОЛЩИНЫ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННОГО СЛОЯ

Расчет изоляции сводится к определению толщины теплоизоляционного слоя, соответствующей нормативному значению коэффициента теплопередачи ограждения, а также не допускающей конденсации влаги на его поверхности. Нормативное значение коэффициента теплопередачи для наружных стен и бесчердачных покрытий выбирают из табл. 64. Этот коэффициент зависит от зоны строительства холодильника и температуры воздуха в охлаждаемом помещении (СНиП 2.11.02.87. Холодильники).

64. Нормативные коэффициенты теплопередачи наружных ограждений и покрытий, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

Среднегодовая температура воздуха в районе строительства холодильника $t_{ср}$ , °С	Температура воздуха в охлаждаемых помещениях, °С							
	-40...-30	-25...-20	-15...-10	-5	-2	0	5	12
$t_{ср} = -2$ °С	<u>0.21</u>	<u>0.26</u>	<u>0.32</u>	<u>0.39</u>	<u>0.41</u>	<u>0.42</u>	<u>0.48</u>	<u>0.53</u>
	0,20	0,24	0,30	0,36	0,37	0,38	0,39	0,44
$-2$ °С < $t_{ср}$ < 7 °С	<u>0.20</u>	<u>0.23</u>	<u>0.28</u>	<u>0.36</u>	<u>0.40</u>	<u>0.42</u>	<u>0.48</u>	<u>0.53</u>
	0,19	0,22	0,27	0,30	0,34	0,36	0,39	0,44
$t_{ср} \geq 7$ °С	<u>0.19</u>	<u>0.21</u>	<u>0.23</u>	<u>0.27</u>	<u>0.29</u>	<u>0.30</u>	<u>0.36</u>	<u>0.46</u>
	0,17	0,20	0,23	0,26	0,28	0,29	0,33	0,37

Примечание. В числителе — коэффициент теплопередачи для наружных стен; в знаменателе — для бесчердачных покрытий.

Толщина теплоизоляционного слоя ограждения (м)

$$\delta_{из} = \lambda_{из} [1/k - (1/\alpha_n + \sum \delta_i/\lambda_i + 1/\alpha_v)], \quad (10.1)$$

где  $k$  — нормативный коэффициент теплопередачи изоляционной конструкции, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\alpha_n$  — коэффициент теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности от-

раждения, Вт/(м<sup>2</sup> · К) (см. табл. 66);  $\alpha_{в}$  — коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности ограждения к воздуху камеры, Вт/(м<sup>2</sup> · К) (см. табл. 66);  $\delta$  — толщина отдельных слоев ограждения (кроме теплоизоляции), м;  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности изоляционного и строительного материалов, Вт/(м · К) (см. табл. 63).

Коэффициенты теплопередачи перегородок, отделяющих камеры от неохлаждаемых и неотапливаемых помещений (коридоров, вестибюлей и тамбуров), в зависимости от температуры воздуха в камере имеют следующие значения:

Температура воздуха в охлаждаемом помещении, °С	-35	-30	-20	-10	-2	0	12
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> · К)	0,19	0,20	0,23	0,28	0,39	0,42	0,53

Коэффициенты теплопередачи перегородок между камерами и междуэтажными перекрытиями принимают в зависимости от характера разделяемых помещений (табл. 65).

**65. Нормативные коэффициенты теплопередачи перегородок между камерами и междуэтажными перекрытиями, Вт/(м<sup>2</sup> · К)**

Температура воздуха в более теплом помещении, °С	Температура воздуха в более холодном помещении, °С							
	-30	-20	-10	-5	-2	0	5	12
-30	0,59	—	—	—	—	—	—	—
-20	0,46	0,59	—	—	—	—	—	—
-10	0,29	0,37	0,59	—	—	—	—	—
-5	0,25	0,30	0,46	0,59	0,60	—	—	—
0	0,23	0,28	0,37	0,46	0,54	0,59	—	—
5	0,22	0,25	0,31	0,37	0,42	0,46	0,59	—
10	0,21	0,22	0,27	0,31	0,35	0,37	0,46	0,59

Коэффициенты теплопередачи обогреваемых полов на грунте принимают в зависимости от температуры воздуха в охлаждаемом помещении:

Температура воздуха в охлаждаемом помещении, °С	-1	-2	-10	-20	-30...-35
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> · К)	0,36	0,35	0,26	0,18	0,15

Плиточные и блочные изоляционные материалы имеют стандартную толщину, поэтому полученное расчетом значение толщины теплоизоляционного слоя округляют до величины, кратной стандартной.

Плитную изоляцию следует подбирать из нескольких слоев материала стандартной толщины.

При разности температур в смежных камерах более 10 °С требуется проверка ограждения на недопущение конденсации влаги на наружной поверхности или обращенной в теплое помещение:

$$k \leq 0,95\alpha_n(t_n - t_p)/(t_n - t_b), \quad (10.2)$$

где 0,95 — коэффициент запаса;  $t_n$  — температура воздуха в более теплой камере, °С;  $t_p$  — температура точки росы воздуха в более теплой камере, °С;  $t_b$  — температура воздуха в более холодной камере, °С.

На отсутствие конденсации влаги на поверхности стен со стороны камеры проверяют также внешние ограждения камер с положительными температурами при зимних расчетных условиях.

Коэффициенты теплоотдачи с наружной и внутренней сторон ограждений приведены в табл. 66.

**66. Коэффициенты теплоотдачи с наружной и внутренней сторон ограждений**

Поверхность ограждения	$\alpha_n; \alpha_{в},$ Вт/(м <sup>2</sup> · К)	$1/\alpha_n; 1/\alpha_{в},$ (м <sup>2</sup> · К)/Вт
Наружная поверхность стен и бесчердачных покрытий	23,3	0,043
Внутренняя поверхность стен охлаждаемых помещений (естественная циркуляция воздуха)	8,0	0,125
Поверхность пола более теплой камеры при расположении под ней холодной камеры	7,0	0,143
Поверхность потолка холодной камеры при расположении над ней более теплой камеры	6,0	0,167
Поверхность потолка, стен и пола при умеренной циркуляции воздуха (хранение охлажденных грузов)	9,0	0,111
Поверхность потолка, стен и пола при интенсивной циркуляции воздуха (камеры тепловой обработки грузов)	10,5	0,095

#### Контрольные вопросы и задания

1. В чем состоит назначение теплоизоляции, гидро- и пароизоляции?
2. Приведите классификацию теплоизоляционных материалов.
3. Приведите классификацию гидро- и пароизоляционных материалов.
4. Перечислите требования, предъявляемые к теплоизоляционным конструкциям.
5. Назовите основные типовые конструкции наружных стен и покрытий.
6. Какие конструктивные мероприятия предусматривают для защиты грунта от промерзаний?
7. Каким образом осуществляют теплоизоляцию трубопроводов?

*Практическое занятие 14. Расчет толщины теплоизоляции в ограждениях холодильника.*

**Пример 21.** Рассчитать толщину теплоизоляции. Ориентацию стен холодильника (см. рис. 143) по сторонам света принимаем из условия, что дверь в холодильнике обращена на север. Конструкция наружной стены (см. рис. 153, а) состоит из кирпичной кладки толщиной 380 мм, наружного и внутренних слоев штукатурки (цементной) толщиной по 20 мм, слоя пароизоляции из битума толщиной 3 мм.



Теплоизоляция — пенополистирол ПСБ-С. Район строительства г. Санкт-Петербург (средняя зона — от  $-2^{\circ}\text{C}$  до  $+7^{\circ}\text{C}$ ). Температура воздуха в камере  $-20^{\circ}\text{C}$ .

Толщина теплоизоляционного слоя наружного ограждения камеры  $I$ .

$$\delta_{\text{из}} = \lambda_{\text{из}} [1/k - (1/\alpha_{\text{н}} + \sum \delta_i/\lambda_i + 1/\alpha_{\text{в}})] = 0,05[1/0,23 - (1/23,3 + 0,38/0,81 + 3 \cdot 0,02/0,93 + 0,003/0,17 + 1/8)] = 0,05[4,35 - (0,043 + 0,47 + 0,064 + 0,018 + 0,125)] = 0,05(4,35 - 0,72) = 0,05 \cdot 3,63 = 0,18 \text{ м} = 180 \text{ мм}.$$

Значение  $k$  взято из табл. 64,  $\alpha_{\text{н}}$  и  $\alpha_{\text{в}}$  — из табл. 66,  $\lambda_{\text{из}}$  и  $\lambda_i$  — из табл. 63.

Так как плиты ПСБ-С выпускают толщиной 25; 30; 50 и 100 мм, то выбирают толщину теплоизоляционного слоя из плит ~~(100 + 50 + 30) = 180 мм~~.

Пол в камере  $I$  имеет электрообогрев (см. рис. 158). Конструкция пола: чистый пол (мозаичные плиты толщиной 40 мм), бетонная подготовка (толщиной 100 мм), засыпная теплоизоляция (керамзитовый гравий), гидроизоляция, железобетонная плита с электронагревателями, бетонная подготовка и грунт.

Коэффициент теплопередачи обогреваемого пола при температуре воздуха в камере  $-20^{\circ}\text{C}$   $k = 0,18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , значения  $\alpha_{\text{в}}$ ,  $\lambda_{\text{из}}$  и  $\lambda_i$  взяты из табл. 63 и 66.

$$\delta_{\text{из}} = \lambda_{\text{из}} [1/k - (1/\alpha_{\text{в}} + \sum \delta_j/\lambda_j)] = 0,15[1/0,18 - (1/7 + 0,04/1,6 + 0,1/1,6)] = 0,15[5,55 - (0,143 + 0,025 + 0,062)] = 0,15(5,55 - 0,23) = 0,15 \cdot 5,32 = 0,80 \text{ м} = 800 \text{ мм}.$$

Толщина засыпного слоя теплоизоляционного материала (керамзитовый гравий) составляет 800 мм.

Покрытие над камерой  $I$  изображено на рис. 154, б; оно состоит из рулонного кровельного ковра (рубероид на битумной мастике толщиной 12 мм), бетонной стяжки (толщиной 40 мм), засыпной теплоизоляции (керамзитовый гравий), плитной теплоизоляции ПСБ-С (100 мм), железобетонной плиты покрытия (толщиной 200 мм). Коэффициент теплопередачи покрытия выбран из табл. 53:  $k = 0,22 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Значения  $\alpha_{\text{н}}$ ,  $\alpha_{\text{в}}$ ,  $\lambda_{\text{из}}$ ,  $\lambda_i$  взяты из табл. 63, 66.

$$\delta_{\text{из}} = \lambda_{\text{из}} [1/k - (1/\alpha_{\text{н}} + \sum \delta_i/\lambda_i + 1/\alpha_{\text{в}})] = 0,15[1/0,22 - (1/23,3 + 0,012/0,18 + 0,04/1,6 + 0,1/0,05 + 0,2/2,04 + 1/6)] = 0,15[4,54 - (0,043 + 0,067 + 0,025 + 2,0 + 0,098 + 0,167)] = 0,15(4,54 - 2,4) = 0,15 \cdot 2,14 = 0,321 \text{ м} = 321 \text{ мм}.$$

Принимаем толщину засыпного слоя теплоизоляции над плитной изоляцией равной 325 мм.

## Глава 11

### СПОСОБЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ПОМЕЩЕНИЙ

#### 11.1. АНАЛИЗ СПОСОБОВ ОХЛАЖДЕНИЯ ПОМЕЩЕНИЙ

Для поддержания в охлаждаемых помещениях требуемых параметров воздушной среды (температуры и относительной влажности) в них устанавливают теплообменные аппараты, представляющие собой составную часть холодильной машины. Эти теплооб-

306

менные аппараты, называемые камерными приборами охлаждения, предназначены для отвода теплоты из охлаждаемых помещений и передачи ее охлаждающей среде, циркулирующей в приборах охлаждения.

Способы охлаждения в зависимости от вида охлаждающей среды подразделяются на два вида (рис. 162):

- непосредственный способ охлаждения;
- способ охлаждения с помощью хладоносителя.

При непосредственном способе охлаждения теплота отводится из охлаждаемых помещений с помощью кипящего хладагента. Охлаждающие приборы располагаются непосредственно в помещениях и служат испарителями холодильной установки.

При охлаждении хладоносителем теплота отводится из охлаждаемых помещений с помощью промежуточной среды (хладоносителя), которая передает эту теплоту кипящему хладагенту, находящемуся в испарителе холодильной установки. В камерных приборах охлаждения хладоноситель нагревается за счет отвода теплоты из охлаждаемого помещения.

Способ охлаждения хладоносителем иногда называют рассольным из-за применения наиболее распространенных хладоносителей — водных растворов солей (растворов). Но это не всегда справедливо, так как для создания низких температур можно использовать органические соединения (например, этиленгликоль), а для температур выше  $0^{\circ}\text{C}$  — воду.

Применение того или иного способа охлаждения обуславливается его технико-экономическими показателями, а также особенностями, влияющими на технологический процесс.

Во-первых, непосредственный способ охлаждения проще по технологическому оборудованию, так как в нем отсутствуют испаритель для охлаждения хладоносителя *И* и насос *НР*, обеспечивающий его циркуляцию (см. рис. 162).

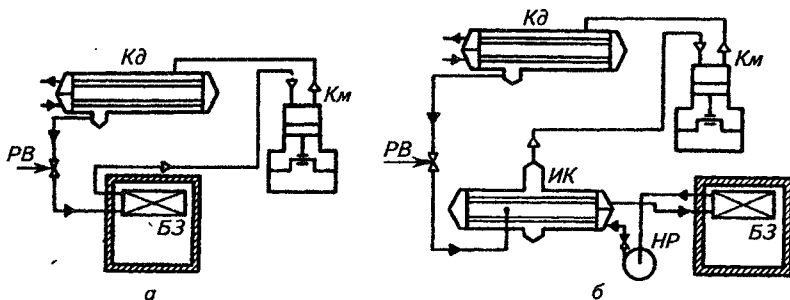


Рис. 162. Способы охлаждения помещений:

*а* — непосредственный; *б* — способ охлаждения хладоносителем

Вследствие этого для создания установки, в которой реализован непосредственный способ охлаждения, требуются меньшие первоначальные (капитальные) затраты по сравнению с затратами на установку с хладоносителем.

Кроме того, применяемые в настоящее время хладагенты не взаимодействуют с черными металлами, а большинство хладоносителей (вода, рассолы), несмотря на использование веществ, замедляющих коррозию, активны по отношению к металлам. Коррозия аппаратов и трубопроводов может существенно сократить долговечность системы с охлаждением хладоносителем.

Непосредственный способ охлаждения по сравнению со способом охлаждения хладоносителем связан с необходимостью меньших эксплуатационных затрат (расхода электроэнергии). Это объясняется, во-первых, тем, что при одинаковых температурах воздуха в камерах  $t_B$  непосредственный способ охлаждения осуществляют при более высоких температурах кипения

$$t_0 = t_B - (7...10) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

При охлаждении хладоносителем появляется дополнительная разность температур между хладоносителем и кипящим хладагентом в испарителе (обычно в пределах 4...6 К), вызывающая понижение температуры кипения  $t_{02}$ .

Поэтому  $t_{02} = t_B - (11...16) \text{ } ^\circ\text{C}$ , так как

$$t_{02} = t_p - (4...6) \text{ } ^\circ\text{C}; \quad t_p = t_B - (7...10) \text{ } ^\circ\text{C},$$

где  $t_p$  — средняя температура хладоносителя.

Во-вторых, при охлаждении хладоносителем расходуется электроэнергия на привод насоса *HP*, а также увеличивается тепловая нагрузка на компрессор, возникающая в результате превращения в теплоту работы насоса и подвода этой теплоты к компрессору.

Но непосредственному способу охлаждения присущ и ряд серьезных недостатков.

При нарушении плотности соединений в установке возникает опасность попадания хладагента в помещения, где работают люди. Особенно это опасно при использовании токсичных хладагентов (например, аммиака).

Недостатками непосредственного способа охлаждения долгое время были трудность распределения жидкого хладагента по приборам охлаждения в соответствии с тепловой нагрузкой при разветвленной системе охлаждения и сложность защиты компрессора от влажного хода. Это связано с тем, что хладагент должен подаваться в приборы охлаждения в соответствии с теплопритоками в помещения, которые изменяются во времени в широком диапазоне, и при ручном регулировании это трудоемкая задача. В ре-

зультате может произойти переполнение приборов охлаждения в одних помещениях и наблюдаться недостаток хладагента в приборах охлаждения других помещений. Переполнение же приборов охлаждения хладагентом служит причиной влажного хода компрессора и может вызвать гидравлический удар. К недостаткам системы непосредственного охлаждения относится также повышенная опасность пожара.

При автоматизации процесса регулирования подачи жидкого хладагента в приборы охлаждения это положение несколько упрощается.

В настоящее время применяют в основном холодильные установки с непосредственным охлаждением, так как они более экономичны по капитальным и эксплуатационным затратам и более долговечны.

Но способ охлаждения хладоносителем еще достаточно широко распространен. Его целесообразно применять в следующих случаях:

1. Когда непосредственный способ охлаждения не может быть использован по условиям техники безопасности для людей, находящихся в охлаждаемых помещениях.

2. При расположении охлаждаемых помещений на расстоянии более 300 м от холодильной установки, так как при непосредственном охлаждении возникают потери давления во всасывающем трубопроводе и компрессор работает с пониженным давлением всасывания. Возникают дополнительные утечки хладагента в соединениях трубопроводов.

3. Когда по условиям технологического процесса необходим непосредственный контакт между хладоносителем и охлаждаемой средой (например, между водой и воздухом в оросительной камере кондиционера).

4. Когда по условиям эксплуатации не удастся обеспечить достаточную плотность соединений труб (например, в судовых холодильных установках из-за качки и дифферента судна возникают вибрации и деформации корпуса).

5. Когда на температуру кипения при непосредственном охлаждении оказывает существенное влияние гидростатическое давление столба жидкого хладагента, например в колонках для замораживания грунта в метро. Причем это влияние больше сказывается во фреоновых холодильных установках, чем в аммиачных.

6. Когда разветвленную систему при ее большой вместимости необходимо заполнить дорогостоящим хладагентом, например фреоном.

7. Когда утечки хладагента в трубах или аппаратах могут привести к ухудшению качества продукта, например в пластинчатых охладителях молока.

8. Когда резкое повышение тепловой нагрузки может привести к недопустимому повышению давления хладагента в аппарате, например при отводе теплоты химической реакции.

В зависимости от способа передачи теплоты от охлаждаемых тел хладагенту или хладоносителю различают два метода охлаждения: контактный и бесконтактный. Каждый метод может быть осуществлен при непосредственном охлаждении и при охлаждении хладоносителем.

При контактном методе охлаждения охлаждаемое тело погружают в холодную (при охлаждении хладагентом кипящую) жидкость или орошают ею. Для этих целей широко применяют жидкий азот. Контактное охлаждение в жидком азоте ( $-195,8^{\circ}\text{C}$ ) характеризуется быстрой скоростью процесса, простотой технологии, возможностью организации непрерывного процесса.

Контактный метод охлаждения эффективен, так как он характеризуется высоким коэффициентом теплоотдачи. Однако контактный метод не всегда можно осуществить из-за возможности взаимодействия обеих сред или недопустимых изменений в охлаждаемом теле.

При бесконтактном охлаждении, которое технически осуществить проще, передача теплоты происходит через среду или среды, разделяющие охлаждаемое и охлаждающее тела. Интенсивность процесса теплообмена зависит от термического сопротивления разделяющих сред.

Одной из разновидностей бесконтактного охлаждения является метод, при котором охлаждаемый продукт отделен от охлаждающей жидкости теплопроводной твердой средой. Например, в охладителях молока пластинчатого типа охлаждаемое молоко передает теплоту охлаждающей жидкости (рассолу) через металлическую стенку, во фризерах замораживание смеси мороженого осуществляют кипящим хладагентом также через металлическую среду. Для замораживания субпродуктов в блоках широко используют плиточные морозильные аппараты (роторные), в которых теплообмен между продуктом и охлаждающей средой (хладагентом, рассолом), находящейся в каналах металлических плит, происходит через стенку этих плит и упаковку блока.

Другая разновидность бесконтактного охлаждения — передача теплоты от охлаждаемых продуктов к теплообменным аппаратам (внутри которых циркулирует охлаждающая жидкость) через подвижную газообразную среду (чаще всего воздух). Теплота передается в результате конвективного теплообмена воздухом и с помощью лучистого (радиационного) теплообмена, а потому интенсивность в этом случае значительно ниже, так как коэффициент теплоотдачи к воздуху от поверхности охлаждаемых продуктов существенно меньше, чем к охлаждающим жидкостям. Однако этот метод универсален, поскольку таким путем могут охлаждаться тела любой формы, а контакт охлаждаемых продуктов с воздухом практически никогда не бывает противопоказан. Например, таким методом пользуются во всех камерах хранения охлажденных и мороженых продуктов на холодильниках.

## 11.2. СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

Бесконтактное охлаждение в зависимости от способа организации воздухораспределения в охлаждаемых помещениях и типа охлаждающих приборов подразделяется на три вида: батарейное (или тихое), воздушное и смешанное. В соответствии с этим различают батарейную, воздушную и смешанную системы охлаждения.

При циркуляции воздуха в охлаждаемом помещении и соприкосновении его с охлаждающими приборами происходит не только его охлаждение, но и осушение. Холодный и осушенный воздух опускается в нижнюю часть камеры и, соприкасаясь с охлаждаемыми продуктами, отбирает от них теплоту и влагу, что приводит к потере массы обрабатываемых неупакованных продуктов, содержащих влагу.

При *батарейной системе охлаждения* в качестве приборов охлаждения используют батареи (потолочные и пристенные). При данной системе охлаждения возникает свободная конвекция воздуха из-за разностей плотностей воздуха у наружной поверхности приборов охлаждения и у поверхности охлаждаемых тел.

При расположении батарей у потолка или наружных стен происходит естественная циркуляция воздуха (рис. 163). Так как у батарей воздух охлаждается и осушается, то он становится более плотным. У поверхности продуктов и стен он становится более теплым и влажным. Под влиянием этих двух факторов создается циркуляция воздуха. Скорость воздуха при батарейной системе охлаждения составляет  $0,05...0,15$  м/с.

При батарейной системе охлаждения из-за малой скорости движения воздуха возникает неравномерность распределения температуры и влажности воздуха по объему камеры. Например, у охлаждающих приборов температура может быть на  $3...5$  °С ниже, чем при удалении от них. Для обеспечения равномерного распре-

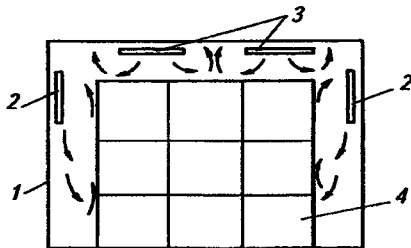


Рис. 163. Циркуляция воздуха при батарейной системе охлаждения:

1 — камера; 2 — пристенные батареи; 3 — потолочные батареи;  
4 — штабель продуктов

деления параметров воздуха по объему помещения целесообразно применять батареи из гладких труб и размещать их по всей площади ограждений, через которые поступают максимальные теплопритоки. Но возникают трудности при оттаивании инея с поверхности батарей, уменьшается высота штабеля груза.

На многих холодильниках широко распространены батареи из оребренных труб, которые размещают над грузовым проходом. Они более компактны, чем гладкотрубные. Использование оребренных труб позволяет в 2...2,5 раза сократить расход металла и в 3...4 раза снизить расход труб, а следовательно, на столько же уменьшить вместимость батарей по хладагенту.

Но в связи с тем, что значительные поверхности ограждений оказываются не защищенными от теплопритоков, возникает неравномерность распределения температуры по объему камеры. Наличие потолочных батарей в помещениях с положительными температурами воздуха приводит к таянию инея на поверхности батарей и стеканию талой воды на продукты. Поэтому нежелательно применять потолочные батареи в помещениях с  $t > 0^{\circ}\text{C}$ .

Так как объем хранения неупакованных продуктов достаточно велик, то разработаны системы охлаждения, позволяющие увеличить относительную влажность воздуха в охлаждаемых помещениях.

Одно из таких решений — использование теплозащитной рубашки с естественной или принудительной циркуляцией воздуха. В воздушных продухах (шириной 100...150 мм) циркулирует воздух с помощью вентилятора, предварительно охлаждаясь во внекамерных приборах охлаждения. При этом воздух отводит внешние теплопритоки через ограждения. Для отвода внутренних теплопритоков в камере расположены потолочные батареи небольшой теплообменной поверхности. Устройство теплозащитной рубашки связано с необходимостью увеличения капитальных затрат, уменьшает полезный грузовой объем камер, но все это может окупиться сокращением усушки продуктов.

Более гибкой и требующей меньших капитальных затрат оказалась система экранирования батарей ледяными экранами в камерах хранения неупакованных мороженых продуктов. Она чем-то напоминает теплозащитную рубашку, выполненную на действующем предприятии. Собирают экраны из деревянных рам, натягивая на них ткань. Экраны устанавливают на расстоянии 400 мм от батарей, и с двух сторон на них намораживают слой льда 1...2 см. Благодаря сублимации льда в камере поддерживается высокая относительная влажность воздуха, которая значительно уменьшает усушку неупакованных продуктов. Периодически, по мере необходимости, на экранах восстанавливают слой льда. Чтобы защитить груз от усушки под влиянием теплопритока сверху, штабель покрывают тканью и намораживают лед толщиной 2...3 см. Кроме того, лед насыпают и под штабель для уменьшения влияния теп-

лопритока через пол. Недостаток этой системы — большая трудоемкость при первичном намораживании льда и при его восстановлении.

Один из вариантов создания теплозащитной рубашки — панельная система охлаждения. Все ограждения камеры отделяются от внутреннего объема металлическими стенками с приваренными к ним змеевиками приборов охлаждения (панели). Между панелями и ограждениями создается воздушный продух шириной 200 мм. Таким образом, все внешние и внутренние теплопритоки будут отводиться панелями, а температура воздуха в камере близка к температуре кипения хладагента, отсюда относительная влажность воздуха в камере будет приближаться к 100 %. Но у этой системы есть существенные недостатки — большой расход металла на изготовление панелей, а также сложность удаления талой воды при оттаивании панелей со стороны воздушного продуха.

*Системы воздушного охлаждения* в настоящее время наиболее перспективны.

При воздушной системе охлаждения в камеру поступает воздух, охлажденный в приборах охлаждения — воздухоохладителях. Охлаждая камеру, воздух теплеется и увлажняется. Проходя через воздухоохладители (рис. 164), он вновь охлаждается и осушается.

Воздухоохладители создают принудительную циркуляцию воздуха в камерах. Скорость воздуха может достигать 10 м/с. При такой скорости циркуляции воздух хорошо перемешивается, вследствие чего создается равномерность параметров воздушной среды по объему камеры.

Более высокие скорости движения воздуха интенсифицируют процесс теплообмена как между охлаждаемым телом и воздухом, так и между воздухом и приборами охлаждения. Это объясняется тем, что коэффициент теплоотдачи при воздушной системе охлаждения возрастает в 3—4 раза. Вследствие этого сокращается продолжительность охлаждения продуктов.

Но с увеличением скорости движения воздуха интенсифицируется процесс испарения влаги с поверхности неупакованного про-

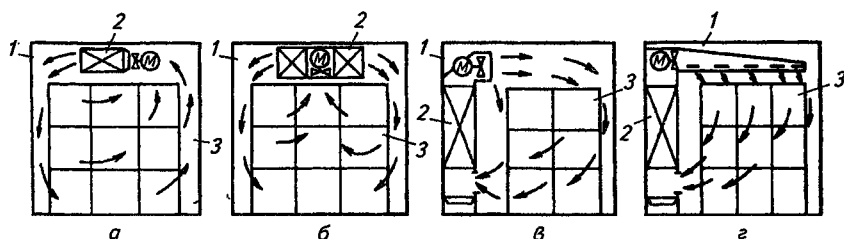


Рис. 164. Системы воздушного охлаждения помещений:

а, б — использование подвесных воздухоохладителей; в, г — использование постаментных воздухоохладителей; 1 — камера; 2 — воздухоохладитель; 3 — штабель продуктов



дукта и возрастает конденсация ее на теплообменной поверхности воздухоохладителей. Поэтому при длительном хранении продуктов, с поверхности которых может испаряться влага, потери массы будут больше, чем при батарейной системе охлаждения.

При анализе воздушной и батарейной систем охлаждения следует учитывать, что главной статьёй первоначальной стоимости камерного холодильного оборудования является стоимость труб приборов охлаждения. Потребность в трубах уменьшается пропорционально коэффициенту теплоотдачи, поэтому применение воздухоохладителей позволяет снизить расход труб в 3...4 раза по сравнению с расходом труб при батарейном охлаждении. Но при использовании воздухоохладителей расходуется электроэнергия на работу вентиляторов. Кроме того, эта энергия, превращаясь в теплоту, увеличивает тепловую нагрузку на компрессоры, что приводит к увеличению холодопроизводительности компрессоров и мощности их электродвигателей. В результате этого при воздушной системе возрастают эксплуатационные затраты.

Таким образом, к основным преимуществам воздушного охлаждения относятся:

принудительная циркуляция воздуха, благодаря которой интенсифицируется теплообмен между ним и продуктом;

возможность предварительного охлаждения и осушения наружного воздуха, подаваемого в камеру для вентиляции;

равномерность распределения параметров по объему камеры;

большая возможность, чем при батарейном охлаждении, регулирования температуры и влажности в камерах.

Воздушную систему охлаждения в настоящее время применяют в камерах холодильной обработки продуктов, а также в камерах хранения охлажденного и мороженого упакованного груза.

По способу подачи воздуха в охлаждаемые помещения различают канальную и бесканальную системы воздушного охлаждения. Канальные системы, в свою очередь, подразделяются на одноканальные и двухканальные.

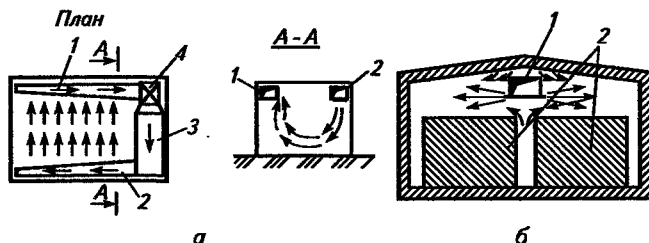
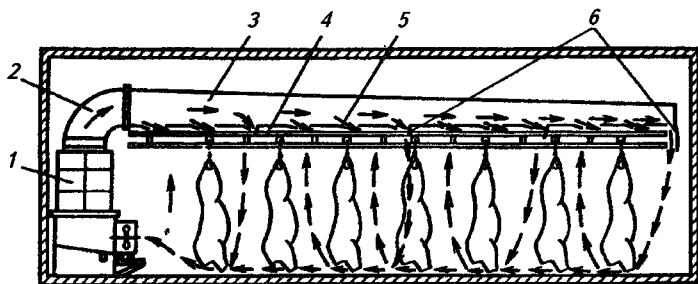


Рис. 165. Системы воздушного охлаждения:

*а* — двухканальная система: 1 — вытяжной канал; 2 — приточный канал; 3 — воздухоохладитель; 4 — вентилятор; *б* — одноканальная система: 1 — канал; 2 — штабели продуктов



**Рис. 166.** Камера холодильной обработки с постаментным воздухоохладителем:

1 — постаментный воздухоохладитель Я10-ФВП; 2 — коллектор; 3 — воздухоораспределитель; 4 — подвесной путь; 5 — приточная щель; 6 — отсекатели

При двухканальной системе (рис. 165, а) воздух из охлаждаемых камер по каналу 1 отсасывается вентилятором 4 и прогоняется через воздухоохладитель 3, в котором охлаждается и осушается, и по каналу 2 нагнетается обратно под потолком камеры.

При одноканальной системе (рис. 165, б) в камере находится только нагнетательный канал. Воздух всасывается через окно в корпусе воздухоохладителя, охлаждается и нагнетается по каналу, проложенному над грузовым проходом. Холодный воздух поступает в охлаждаемое помещение через круглые или щелевые сопла, создавая равномерную циркуляцию воздуха по всему объему камеры.

В канальных системах воздушного охлаждения обычно применяют постаментные воздухоохладители (рис. 166).

При канальной системе охлаждения наблюдается большая скорость движения воздуха вблизи окон нагнетания, в большей же части помещения скорость движения воздуха незначительно выше скорости при естественной циркуляции. Каналы занимают часть объема помещения, ухудшают его использование, увеличивается расход металла на систему охлаждения, возрастает расход электроэнергии из-за необходимости преодоления аэродинамического сопротивления в каналах.

Широко применяют бесканальную систему охлаждения, которая лишена этих недостатков. При бесканальной системе часто используют подвесные потолочные воздухоохладители. Вентиляторы воздухоохладителей создают направленное движение воздуха в камере. Воздухоохладители размещаются под покрытием помещения и не занимают грузовой объем. В зависимости от размера камеры, типа и конструкции воздухоохладителя они могут размещаться у стены или в середине помещения по одному или по два на пролет (рис. 167).

Кроме того, применяют бесканальную систему с сосредоточенной раздачей воздуха через насадки. В качестве насадок используют цилиндрические или конические суживающиеся сопла.

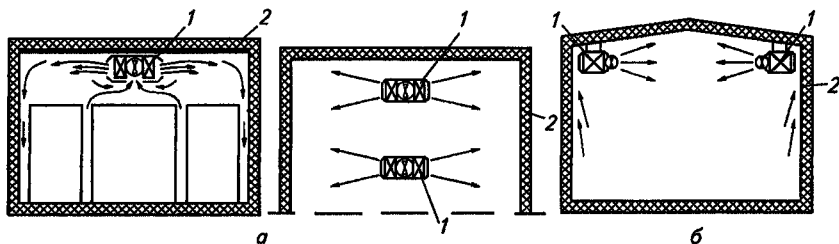


Рис. 167. Схема охлаждения:

*a* — с одним воздухоохладителем на пролет; *б* — с двумя воздухоохладителями на пролет;  
 1 — воздухоохладитель; 2 — камера

При *смешанной системе охлаждения* в камерах холодильника в качестве приборов охлаждения используют батареи и воздухоохладители.

Такую систему применяют в камерах, предназначенных для хранения или мороженных, или охлажденных грузов.

По способу размещения основного холодильного оборудования системы охлаждения разделяются на системы централизованного и децентрализованного холодоснабжения.

При *централизованной системе холодоснабжения* проектируют машинное отделение, в котором размещается основное и вспомогательное холодильное оборудование. Размещение вспомогательного оборудования в одном помещении облегчает его обслуживание в течение всего рабочего времени, что особенно важно для крупных аммиачных холодильных установок. Поэтому на холодильниках вместимостью более 1500 т с аммиачными холодильными установками целесообразно применять централизованное холодоснабжение.

К недостаткам централизованной системы холодоснабжения относятся:

сравнительно большая площадь машинного отделения по отношению к площади всего холодильника;

сложность и длительность монтажа холодильной установки;

прокладка разветвленной сети трубопроводов;

наличие большого количества запорной арматуры.

В последние годы широкое применение находит *децентрализованная система холодоснабжения*, которая позволяет сократить сроки монтажа холодильных установок, исключить необходимость в строительстве машинного отделения. Используют полностью автоматизированные фреоновые холодильные машины с высокой степенью заводской готовности. В основном устанавливают конденсаторы с воздушным охлаждением, поэтому нет необходимости в прокладке водяных трубопроводов, так как вода не используется.

## Контрольные вопросы и задания

1. Как классифицируют способы охлаждения в зависимости от вида охлаждающей среды?
2. Как различают методы охлаждения в зависимости от способа отвода теплоты от продуктов?
3. Перечислите преимущества и недостатки непосредственного способа охлаждения.
4. Каковы области использования способа охлаждения хладоносителем?
5. Назовите преимущества и недостатки батарейной (тихой) системы охлаждения.
6. По каким причинам воздушная система охлаждения более предпочтительна?
7. Какие известны системы охлаждения, уменьшающие усушку неупакованных мороженых продуктов?
8. Что представляют собой централизованные и децентрализованные системы холодоснабжения?

## Глава 12

### СХЕМЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

#### 12.1. ТРЕБОВАНИЯ К СХЕМАМ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК. УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ В СХЕМАХ

Схема холодильной установки — это упрощенное изображение машин, аппаратов, другого оборудования, трубопроводов, арматуры и различных приборов, дающее представление об их подключении, взаимном расположении, условиях эксплуатации и т. д.

На холодильных установках есть технологические трубопроводы, по которым циркулируют хладагент, хладоноситель, охлаждающая вода, смазочное масло и др. В соответствии с этим различают схему трубопроводов хладагента, схему трубопроводов хладоносителя (рассола), схему водяных трубопроводов и т. п.

К схемам холодильных установок предъявляют следующие требования:

обеспечивать поддержание заданного режима в охлаждаемых объектах;

быть гибкой при эксплуатации, допускать возможность необходимых переключений холодильного оборудования, позволяющих изменять условия его работы, обеспечивать замену отдельного оборудования в случае неполадок или ремонта;

быть по возможности простой и не требующей больших затрат при монтаже и эксплуатации;

быть наглядной и удобной при обслуживании, давать возможность быстро и качественно выполнять необходимые операции при эксплуатации холодильной установки;

обеспечивать безопасность обслуживающего персонала и долговечность эксплуатации холодильного оборудования;

давать возможность автоматизации отдельных узлов или всей установки в целом.

Схемы холодильных установок могут быть условно разделены на составляющие узловые схемы со своими специфическими особенностями (например, компрессорного агрегата, конденсаторной группы, испарительной системы и др.).

Все схемы холодильных установок выполняют в соответствии с ГОСТами на изображения различного оборудования и гидравлических трубопроводов (см. приложение 15).

## 12.2. СХЕМЫ УЗЛОВ ОБОРУДОВАНИЯ, ОТНОСЯЩЕГОСЯ К МАШИННОМУ ОТДЕЛЕНИЮ

Эти схемы отличаются типом применяемого оборудования, наличием одно- или двухступенчатых агрегатов, числом установленных единиц оборудования, а также применением различных способов охлаждения.

**Рабочая схема холодильной установки с одноступенчатыми компрессорами.** В схеме может быть использован любой тип компрессора (поршневой, винтовой и ротационный). Каждый тип компрессора по ГОСТу имеет свое обозначение.

На рис. 168 приведена схема одноступенчатого сжатия с поршневыми компрессорами и горизонтальными кожухотрубными конденсаторами.

Пар хладагента из отделителя жидкости или вертикального циркуляционного ресивера, верхняя часть которого выполняет функцию отделителя жидкости, поступает в два поршневых компрессора  $Km1$  и  $Km2$  и сжимается в них от давления кипения до давления конденсации.

На всасывающих трубопроводах каждого компрессора перед всасывающими вентилями устанавливают фильтры, предназначенные для очистки поступающего пара от механических загрязнений. Всасывающие трубопроводы следует присоединять сверху, так как в случае присоединения труб снизу возможно скопление жидкого хладагента или масла, что может вызвать гидравлический удар при пуске компрессора. После сжатия пар проходит через маслоотделители, установленные после каждого компрессора, и поступает в общий маслоотделитель перед конденсаторами. В этом маслоотделителе происходит окончательная очистка пара хладагента от масла, и по общему нагнетательному трубопроводу пар нагнетается в два конденсатора  $Kd1$  и  $Kd2$ . На нагнетательном трубопроводе каждого компрессора устанавливают обратный клапан. У винтового компрессора обратный клапан предусматривают и на стороне всасывания, чтобы избежать возникновения обратного потока пара. Обратные клапаны предотвращают обратное

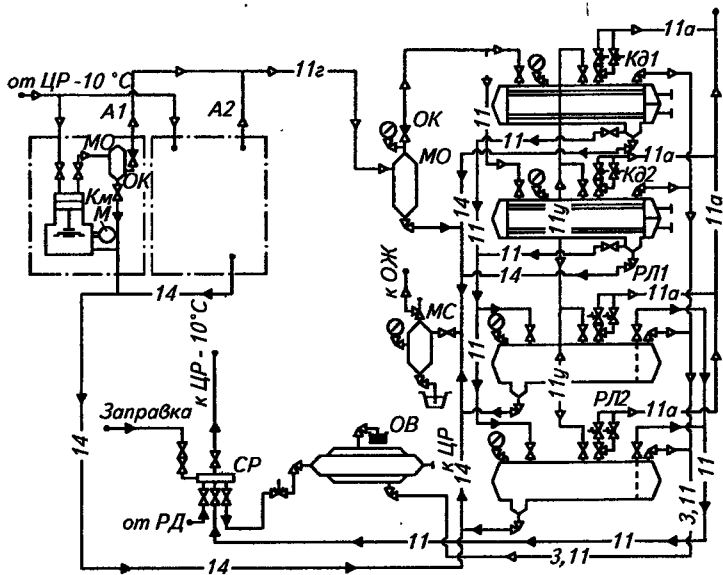


Рис. 168. Схема включения одноступенчатых компрессоров

движение хладагента из аппаратов высокого давления в случае аварии компрессора. Они также необходимы для автоматического пуска компрессоров. В конденсаторах пары хладагента охлаждаются и конденсируются вследствие отвода теплоты конденсации проточной водой. Образовавшийся жидкий аммиак сливается в линейные ресиверы *РЛ1* и *РЛ2*, а из них поступает на коллектор распределительной станции. Жидкий хладагент распределяется по потребителям холода.

Линейный ресивер выполняет в системе несколько функций. Он служит сборником конденсата и освобождает теплопередающую поверхность конденсатора от жидкого хладагента. Для обеспечения беспрепятственного слива хладагента из конденсатора в линейный ресивер последний устанавливают ниже конденсатора, а паровые пространства обоих аппаратов соединяют уравнительной линией с целью выравнивания в них давления. Жидкий хладагент под действием силы тяжести свободно стекает из конденсатора в ресивер.

Линейный ресивер является компенсатором неравномерности подачи хладагента в приборы охлаждения. Количество хладагента, подаваемого в приборы охлаждения, изменяется в соответствии с изменениями тепловой нагрузки, поэтому линейный ресивер служит емкостью, в которую сливается избыток хладагента при уменьшении тепловых нагрузок на приборы охлаждения.

Линейный ресивер является также сборником хладагента при ремонте. Он служит гидрозатвором, препятствующим перетеканию пара со стороны высокого давления в испарительную систему. Жидкость из линейного ресивера на распределительную станцию поступает по трубе, опущенной под уровень жидкости.

На конденсаторах и линейных ресиверах есть указатели уровня и предохранительные клапаны. Для контроля давления в аппаратах и компрессорах установлены манометры. Выпуск масла из аппаратов высокого давления по правилам безопасности осуществляется через маслозаправочный сосуд МЗС.

Все масло из маслоотделителей и маслоотстойников аппаратов поступает в маслозаправочный сосуд, который соединен с компрессором через отделитель жидкости или вертикальный циркуляционный ресивер, что позволяет понизить давление в аппарате до  $(1,2...1,3) \cdot 10^5$  Па. За счет внешних теплопритоков жидкий хладагент испаряется, а пар отводится компрессором. Масло выпускают под небольшим избыточным давлением, сливают в емкость и отправляют на регенерацию.

Воздух из системы удаляется с помощью двухтрубного воздухоотделителя, который размещается непосредственно над линейным ресивером. Паровоздушная смесь по трубопроводу 3.11 поступает в межтрубное пространство воздухоотделителя. Конденсат сливается в ресивер по тому же трубопроводу. Выпуск воздуха осуществляют в сосуд с проточной водой.

**Рабочая схема холодильной установки с двухступенчатыми компрессорами.** В данной схеме (рис. 169) используют двухступенчатые агрегаты АД 130-7-5, горизонтальные кожухотрубные конденсаторы и промежуточные змеевиковые сосуды. Пар хладагента из ЦР поступает в винтовой компрессор *Км1*, представляющий собой ступень низкого давления двухступенчатого агрегата, сжимается в нем от давления кипения до промежуточного давления, проходит через маслоотделитель *МО1* и поступает в промежуточный сосуд *СП*. Пар проходит через слой жидкого хладагента, находящегося в промежуточном сосуде при промежуточной температуре  $t_{пр}$  и давлении  $P_{пр}$ , охлаждается и отсасывается поршневым компрессором высокого давления *Км2*. В нем пар сжимается от промежуточного давления до давления конденсации и через маслоотделитель *МО2* и общий маслоотделитель нагнетается в горизонтальные конденсаторы. В каждом маслоотделителе пар хладагента отделяется от масла. Жидкий хладагент сливается в линейные ресиверы, а из них поступает на коллектор *1* распределительной станции. Часть хладагента направляется к потребителям холода, а другая часть — в промежуточный сосуд *СП*. Причем большая часть хладагента поступает в змеевик промежуточного сосуда, а меньшая часть дросселируется в регулирующем вентиле от давления конденсации до промежуточного давления и поступает в промежуточный сосуд для поддержания в нем постоянного уровня хладагента.

В результате теплообмена с жидкостью в промежуточном сосуде жидкость в змеевике охлаждается до температуры, близкой к промежуточной. Чтобы не было смешения потоков жидкости с разными температурами, переохлажденная жидкость из змеевика *СП* подается на коллектор *2* распределительной станции. С этого коллектора хладагент раздается по потребителям холода низких температур кипения.

Между промежуточным сосудом и вертикальным циркуляционным ресивером (или отделителем жидкости) предусмотрен уравнительный трубопровод, который обеспечивает понижение давления в промежуточном сосуде до давления кипения при включении в работу двухступенчатых агрегатов. Это создает безопасные условия пуска компрессоров.

Выпуск воздуха осуществляется из конденсаторов и линейных ресиверов через автоматический воздухоотделитель АВ-4, так как в схеме есть температура кипения ниже  $-25^{\circ}\text{C}$ . Его устанавливают выше линейного ресивера на 1,2...1,5 м. Отбор паровоздушной смеси следует проводить в наиболее холодной зоне аппарата, т. е. около места подачи воды или над уровнем конденсата. Пар хладагента должен отводиться на сторону самого низкого давления, которое имеется в холодильной установке.

В настоящее время находят широкое применение холодильные установки с испарительными конденсаторами, позволяющими экономить пресную воду. На рис. 170 показан узел испарительных

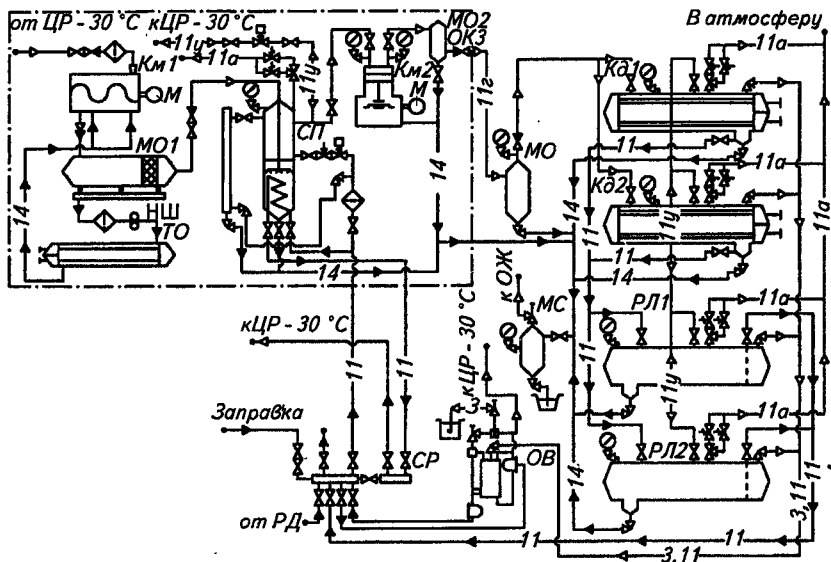
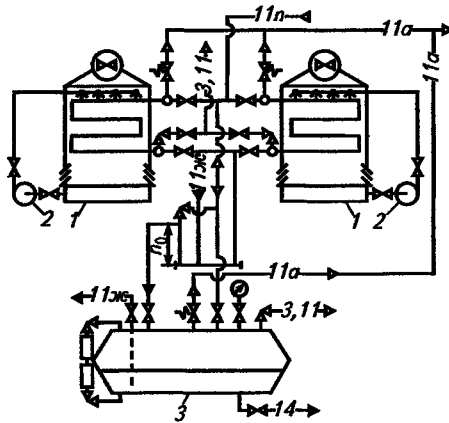


Рис. 169. Схема включения двухступенчатых компрессоров





**Рис. 170. Узел испарительных конденсаторов и линейного ресивера:**  
 1 — испарительный конденсатор; 2 — водяной насос; 3 — линейный ресивер

конденсаторов и линейного ресивера. Применяют параллельное соединение конденсаторов. Между конденсаторами и линейным ресивером, как и в предыдущих схемах, проложен уравнительный трубопровод.

### 12.3. СХЕМЫ УЗЛА ПОДАЧИ ЖИДКОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГЕНТА В ИСПАРИТЕЛЬНУЮ СИСТЕМУ

Эти схемы отличаются большим разнообразием, в них сконцентрированы основные трудности, возникающие при распределении хладагента по потребителям холода.

Схемы узла подачи хладагента должны обеспечить:

надежную защиту компрессоров от влажного хода и полную безопасность от гидравлических ударов;

правильное распределение жидкого аммиака по приборам охлаждения в соответствии с изменяющейся тепловой нагрузкой на них;

возможность поддержания заданной температуры в охлаждаемых помещениях и уменьшения инерционности системы;

устранение влияния гидростатического давления столба жидкого хладагента (особенно при низких температурах);

малую вместимость системы по жидкому хладагенту, иначе увеличивается опасность при эксплуатации установки;

возможно большую интенсивность теплообмена камерных приборов охлаждения;

возможность быстрого удаления слоя инея с наружной поверхности приборов охлаждения и масла с внутренней поверхности.

Схемы узла подачи хладагента в приборы охлаждения разделяются по способу подачи, т. е. в зависимости от того, под действием какого напора жидкий аммиак поступает в камерное оборудование. Можно выделить три способа подачи: под действием разности давлений конденсации и кипения ( $p_k - p_0$ ); под напором гидростатического столба жидкости; под напором, создаваемым насосом.

Первые два способа образуют группу безнасосных схем, а третий — группу насосно-циркуляционных схем.

Безнасосную схему с нижним расположением отделителя жидкости (с наличием ТРВ) применяют для мелких и средних холодильных установок с небольшим количеством камерных приборов охлаждения (рис. 171). Подача жидкого хладагента в приборы охлаждения осуществляется за счет разности давлений конденсации и кипения. Дросселирование хладагента, поступающего из коллектора распределительной станции, происходит в терморегулирующих вентилях, расположенных перед каждым прибором охлаждения (батареи *Б1* и *Б2*).

В батареях *Б1* и *Б2* хладагент кипит в результате подвода теплоты от охлаждаемых объектов. Образовавшийся пар поступает в паровой коллектор, а из него в отделитель жидкости, расположенный в машинном отделении. Отделитель жидкости в этой схеме предусматривают на случай выброса жидкого хладагента из при-

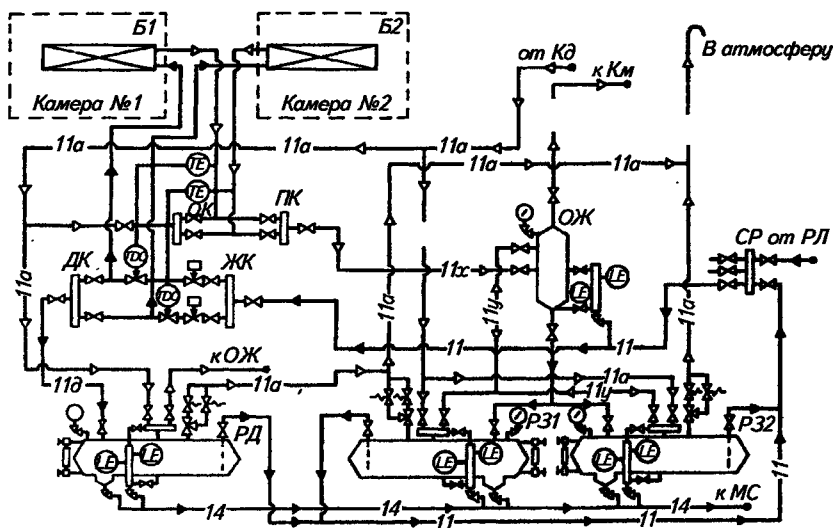


Рис. 171. Безнасосная схема с подачей жидкого хладагента через ТРВ

боров охлаждения. Он служит аппаратом, обеспечивающим безопасность работы холодильной установки. Жидкий хладагент отделяется от пара и сливается в один из защитных ресиверов, а пар отсасывается компрессором. Один ресивер рабочий, т. е. он подключен к системе, а другой резервный. Для свободного слива жидкого хладагента в защитный ресивер отделитель жидкости устанавливают выше ресивера и соединяют с ним уравнительным трубопроводом для выравнивания давления в обоих аппаратах. При заполнении ресивера на 80 % (*ЗР1*) он отключается от системы, а к отделителю жидкости подсоединяется ресивер *ЗР2*, который выполняет защитные функции, а из ресивера *ЗР1* жидкий хладагент выдавливается в коллектор распределительной станции.

Удаление жидкости осуществляют горячим паром высокого давления (трубопровод *110*). Для этого на ресивере закрывают вентиль слива аммиака из отделителя жидкости и вентиль на уравнительном трубопроводе и открывают вентиль подачи горячего пара после центрального маслоотделителя *МО*. Предварительно из маслоотстойника на ресивере сливают смазочное масло, которое через маслозаправочный сосуд *МЗС* удаляют из системы. Затем, открывая вентиль на заглубленном патрубке ресивера, соединяют его с распределительной станцией *СР* холодильной установки. Под действием давления горячего пара в ресивере жидкий хладагент выдавливается через распределительную станцию в испарительную систему (играет роль линейного ресивера). Чтобы ускорить выдавливание жидкости из ресивера, можно прикрыть вентиль на распределительной станции, соединяющей ее с линейным ресивером. При этом необходимо контролировать заполнение линейного ресивера и в случае опасности его переполнения полностью открыть вентиль подачи жидкого аммиака из линейного ресивера на распределительную станцию.

Более эффективно удалять жидкость из защитного ресивера с помощью центробежного или шестеренного насоса. В этом случае ресивер можно не отключать от системы. На рис. 172 приведена схема удаления жидкости из защитного ресивера центробежным насосом. Из защитного ресивера *ЗР1* жидкость забирается насосом *2* и подается к коллектору *3* через открытый вентиль *2'*.

Оттаивание инея проводят поочередно во всех охлаждаемых помещениях. Слой инея с наружной поверхности и смазочное масло из приборов охлаждения удаляют при оттаивании, которое осуществляют, как правило, с помощью горячего пара хладагента (см. рис. 171). Для оттаивания используют скрытую теплоту конденсации пара хладагента. Перед оттаиванием прибор охлаждения выключают из схемы, закрывая запорный вентиль у жидкостного коллектора *ЖК* и запорный вентиль у парового коллектора *ПК*. Подготавливают дренажный ресивер *РД* к приему жидкого аммиака и смазочного масла (дренажа), открывая вентиль на уравнительном трубопроводе с отделителем жидкости. Давление в дре-

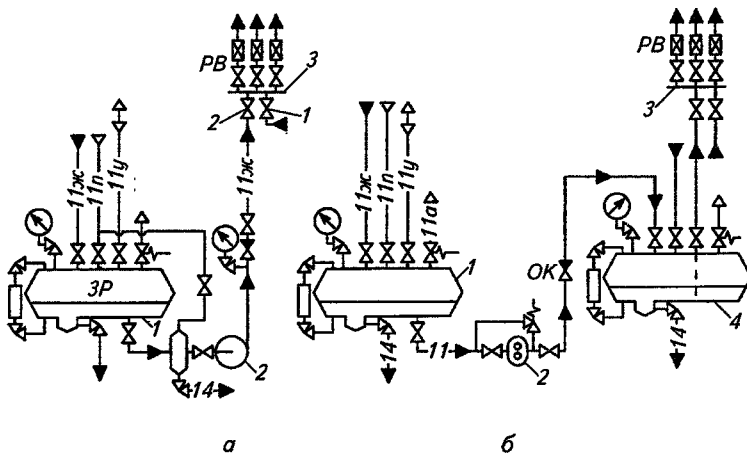


Рис. 172. Схема удаления жидкости из дренажного ресивера:

*a* — центробежным насосом; *б* — шестеренным насосом; 1 — защитный ресивер; 2 — насосы; 3 — коллектор; 4 — линейный ресивер

нажном ресивере *РД* соответствует давлению кипения в приборе охлаждения. Затем открывают все вентили на трубопроводе, соединяющем дренажный ресивер с дренажным коллектором *ДК*, и вентиль у дренажного коллектора. Горячий пар аммиака подают в камерный прибор охлаждения, открывая вентиль перед оттаивательным коллектором *ОК* и после. Горячий пар нагревает стенки труб прибора охлаждения, в результате чего олой инея подтаивает и падает с теплообменной поверхности, а пар охлаждается и конденсируется. Образовавшийся конденсат и разогретое смазочное масло сливаются через дренажный коллектор в дренажный ресивер. Для защиты дренажного ресивера от поступления в него горячего пара на дренажном трубопроводе перед ресивером устанавливают поплавковой регулятор высокого давления ПРУДВ (в схеме отсутствует). После проведения оттаивания прибор охлаждения необходимо вновь подключить в схему для охлаждения и поддержания необходимой температуры воздуха в камере. Закрывают вентиль подачи горячего пара и вентиль у дренажного коллектора, открывают вентиль у парового коллектора и отводят оставшийся пар через отделитель жидкости, а затем открывают вентиль у жидкостного коллектора.

Жидкий аммиак и смазочное масло удаляют из дренажного ресивера выдавливанием с помощью горячего пара хладагента аналогично тому, как это делается для защитного ресивера.

Вместо горизонтальных защитных ресиверов можно применять вертикальные ресиверы, совмещающие функции защитного ресивера и отделителя жидкости. Схема с вертикальными защитными

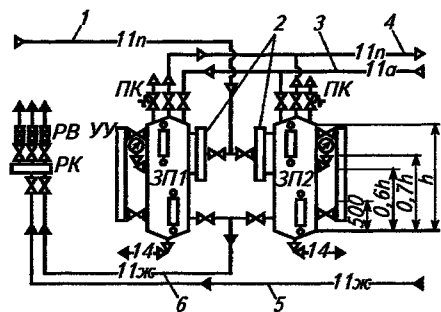


Рис. 173. Схема с вертикальными защитными ресиверами:

1 — трубопровод из испарительной системы; 2 — разделительная колонка; 3 — трубопровод оттаивания; 4 — всасывающий трубопровод; 5 — трубопровод подачи жидкости на РК; 6 — трубопровод удаления жидкости из защитного ресивера

ресиверами приведена на рис. 173. Максимальное заполнение ресивера 60 %, при переполнении жидкость выдавливается на коллектор распределительной станции.

При переполнении ресивера на 70 % автоматически отключается компрессор. Недостаток схемы с нижним расположением отделителя жидкости — сложность распределения хладагента по приборам охлаждения, так как использование способа подачи под действием разности давлений конденсации и кипения связано с необходимостью точного дозирования жидкости, подаваемой в каждый охлаждающий прибор. Хотя этот недостаток в некоторой степени снимается при использовании терморегулирующих вентилей.

Схема с верхним расположением отделителя жидкости (рис. 174) более совершенна по сравнению с предыдущей схемой, так как здесь значительно проще распределение хладагента. Жидкий хладагент подается в приборы охлаждения под напором гидростатического столба жидкости.

На все охлаждающие приборы данной температуры кипения предусмотрен один регулирующий вентиль. Для обеспечения надежной подачи хладагента в приборы охлаждения отделитель жидкости устанавливают на 3...4 м выше самого верхнего охлаждающего прибора, что не всегда удобно.

Недостаток схемы — влияние гидростатического давления столба жидкости на температуру кипения при низких температурах кипения ( $-40^{\circ}\text{C}$  и ниже). При этих температурах работа по данной схеме не только экономически нецелесообразна, но и невозможна. Схема показана на рис. 174. Жидкий хладагент дросселируется в регулирующем вентиле *PВ* и с коллектора распределительной станции под действием разности давлений конденсации и кипения поступает в отделитель жидкости *1*. В отделителе жидко-

сти поддерживается постоянный уровень хладагента. Хладагент через общий распределительный коллектор 3 поступает в жидкостный коллектор группы камер ЖК, а из него в приборы охлаждения. Образовавшийся пар через паровой коллектор ПК собирается в общем паровом коллекторе 2 и из него поступает в отделитель жидкости.

Правильное распределение жидкости по потребителям холода осуществляется при помощи вентилей на распределительном коллекторе 3, соответствующим прикрытием которых может быть погашен избыточный напор. Наличие расположенного наверху отделителя жидкости (уровнедержателя) 1 позволило перевести работу приборов охлаждения на влажный ход, т. е. увеличить заполнение их жидким хладагентом, а значит, и увеличить коэффициент теплопередачи теплообменных аппаратов. Сухой ход компрессоров обеспечивается установкой в компрессорном цехе дополнительного отделителя жидкости с защитными ресиверами (см. рис. 171). Приборы охлаждения оттаивают с помощью горячего пара аммиака, для оттаивания предусмотрены оттаивательный ОК и дренажный ДК коллекторы, а также дренажный ресивер б. Дренажный коллектор ДК соединен с ресивером дренажным трубопроводом 5. Уравнительный трубопровод 4 служит для поддержания давления

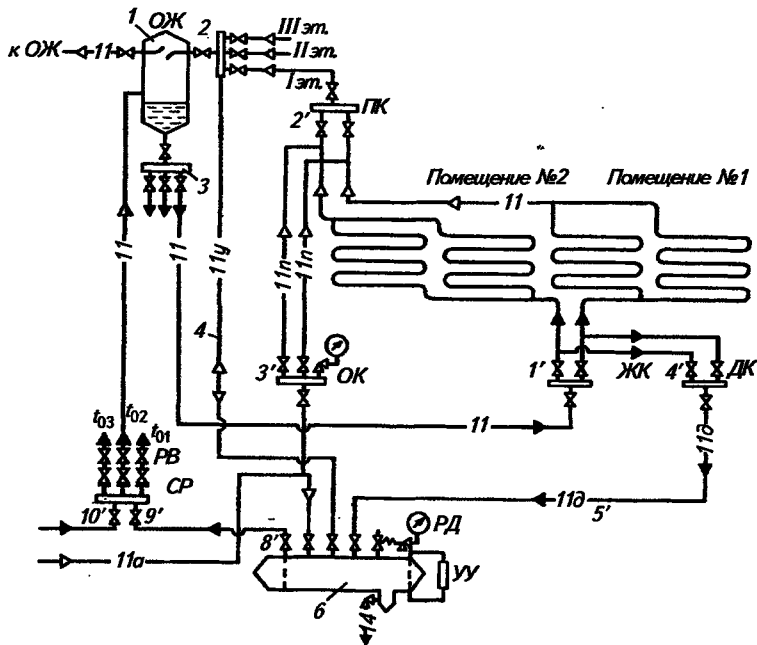


Рис. 174. Безнасосная схема с верхним расположением отделителя жидкости

кипения в дренажном ресивере б при оттаивании приборов охлаждения.

В настоящее время для средних и крупных холодильных установок в основном применяют насосные схемы, которые имеют существенные преимущества перед безнасосными.

Насос позволяет существенно увеличить циркуляцию жидкости, что облегчает раздачу хладагента по приборам охлаждения, улучшает теплоотдачу в теплообменных аппаратах. Уменьшается влияние переменного заполнения приборов охлаждения и выброса жидкости при резком изменении тепловой нагрузки.

Циркуляционный ресивер или отделитель жидкости могут быть установлены в машинном отделении в непосредственной близости от компрессоров, что уменьшает длину трубопроводов и облегчает обслуживание.

Насосные схемы бывают с нижней и верхней подачей хладагента в приборы охлаждения. В обеих схемах может быть использован горизонтальный или вертикальный циркуляционный ресивер. Горизонтальный ресивер комплектуется отделителем жидкости.

Кратность циркуляции хладагента в испарительной системе — отношение массы жидкости, поступающей в приборы охлаждения, к массе пара, образующегося в них за тот же промежуток времени

$$\alpha = M_{\text{ж}}/M_{\text{п}},$$

где  $\alpha$  — кратность циркуляции ( $\alpha \geq 1$ );  $M_{\text{ж}}$  — масса жидкого хладагента, поступающего в приборы охлаждения за единицу времени, кг/с;  $M_{\text{п}}$  — масса пара, образующегося в приборах охлаждения за единицу времени, кг/с.

В насосных схемах с нижней подачей жидкости кратность циркуляции принимают равной  $\alpha = 4...5$ , а в схемах с верхней подачей 8...10. Таким образом, в этих схемах из испарительной системы всегда поступает парожидкостная смесь, которая возвращается в циркуляционный ресивер. Вместимость циркуляционных ресиверов должна быть достаточной для слива жидкости из испарительной системы.

Циркуляционные ресиверы всех типов выполняют с жидкостными стояками. Стояк позволяет уменьшить рабочее заполнение ресивера, но обеспечивает необходимый подпор перед насосом. Это позволяет предотвратить парообразование в насосе и трубопроводе и исключить кавитацию в насосе. Стояк должен быть высотой 1,5...2,5 м, причем высота стояка зависит от температуры кипения (чем ниже температура кипения, тем выше жидкостный стояк).

Насосно-циркуляционная схема с верхней подачей хладагента в приборы охлаждения и вертикальным циркуляционным ресивером приведена на рис. 175.

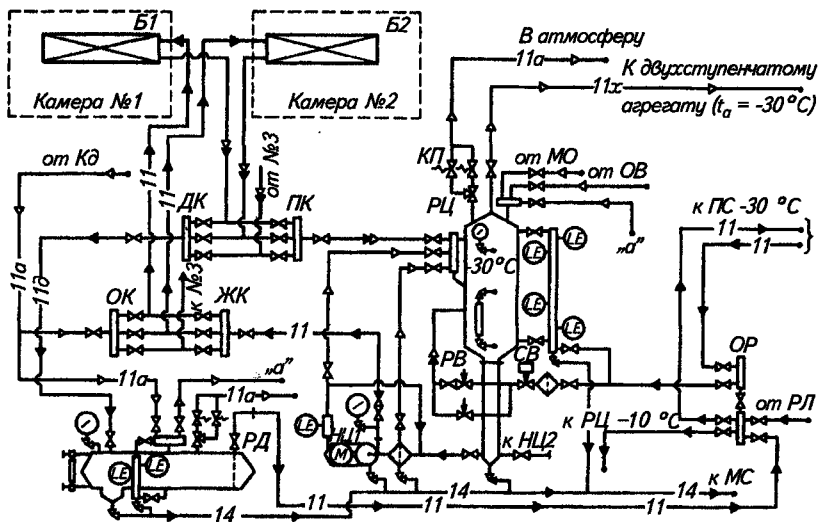


Рис. 175. Насосно-циркуляционная схема с верхней подачей жидкого хладагента в приборы охлаждения

Жидкий хладагент с коллектора распределительной станции поступает в циркуляционный ресивер *РЦ* на  $t_0 = -30^\circ\text{C}$ . Перед ресивером хладагент дросселируется в регулирующем вентиле *РВ* от давления конденсации до давления кипения.

Жидкий аммиак из нижней части стояка отводится герметичным насосом *НЦ1* и подается в жидкостный коллектор *ЖК*, где распределяется по приборам охлаждения. Образовавшийся в батареях *Б1* и *Б2* пар и неиспарившаяся жидкость удаляются через паровой коллектор *ПК* в циркуляционный ресивер *РЦ*. Парожидкостная смесь перед ресивером разделяется на пар и насыщенную жидкость в разделительном коллекторе. Жидкий аммиак сливается в нижнюю часть ресивера, а пар отводится агрегатом двухступенчатого сжатия. На случай выхода из строя герметичного насоса *НЦ1* в схеме предусмотрен резервный насос *НЦ2*.

Для устойчивой работы насоса из его корпуса, а также из фильтра, расположенного перед насосом, отводится пар хладагента, который может вызвать срыв работы насоса или перегрев обмоток его электродвигателя. Этот пар поступает в циркуляционный ресивер и отводится компрессором. Избыток жидкости из корпуса насоса перепускается во всасывающий трубопровод насоса.

Оттаивание инея с батареей предусматривается с помощью горячего пара хладагента, для слива дренажа из приборов охлаждения устанавливают дренажный ресивер *РД*.



Насосно-циркуляционная схема с нижней подачей хладагента в приборы охлаждения показана на рис. 176. Она отличается от схемы с верхней подачей взаиморасположением коллекторов: жидкостного, парового, дренажного и оттаивательного.

Хладагент забирается насосом *НГ* и подается на жидкостной коллектор, а из него снизу распределяется по приборам охлаждения.

Для предотвращения слива жидкого хладагента из приборов охлаждения в жидкостного трубопровода при остановке насоса на его нагнетательном трубопроводе устанавливают обратный клапан.

Насосно-циркуляционные схемы с верхней подачей холодильного агента по сравнению со схемами с нижней подачей имеют следующие эксплуатационные преимущества:

схемы малоинерционные, т. е. в случае прекращения подачи жидкости в прибор охлаждения весь хладагент сразу же сливается в циркуляционный ресивер и процесс охлаждения практически прекращается;

при сливе парожидкостной смеси из приборов охлаждения частично удаляется смазочное масло;

гидравлическое сопротивление батарей значительно меньше, чем в схемах с нижней подачей.

Недостатками схем с верхней подачей являются:

меньший коэффициент теплопередачи приборов охлаждения (примерно на 10 %);

большая производительность насосов для хладагента и большая вместимость циркуляционных ресиверов.

Маслоотделители, установленные в аммиачных холодильных установках после компрессоров и дополнительно перед конденса-

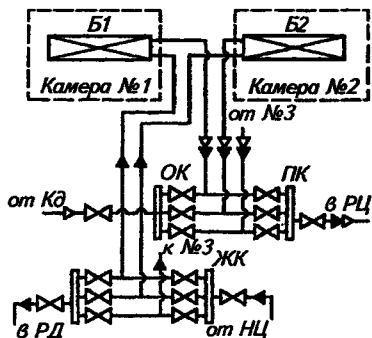


Рис. 176. Насосно-циркуляционная схема с нижней подачей жидкого хладагента в приборы охлаждения

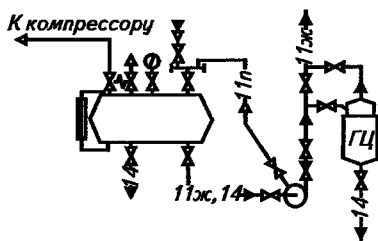


Рис. 177. Схема включения гидроциклона в систему

торами, задерживают не все масло. Часть поступает в теплообменные и другие аппараты холодильной установки.

Особенно негативно влияние масла сказывается на работе испарителя. Поэтому в ряде случаев для отделения масла от жидкого хладагента в насосных схемах применяют гидроциклон. Схема включения гидроциклона в систему показана на рис. 177.

Из ресивера смесь хладагента с маслом (трубопровод *11ж*, *14*) насосом подается в патрубок гидроциклона, расположенный тангенциально по отношению к цилиндрической части. Поток приобретает вращательное движение, и капли масла, имеющие большую плотность, отбрасываются центробежными силами на стенки сосуда и стекают вниз, откуда поступают в маслозаправочный сосуд. Жидкий аммиак, имеющий меньшую плотность, из центра цилиндрической части гидроциклона по трубопроводу *11ж* подается в приборы охлаждения. При температурах кипения ниже  $-25^{\circ}\text{C}$  корпус гидроциклона для лучшего отвода масла снабжается рубашкой, обогреваемой жидким хладагентом, идущим из линейного ресивера.

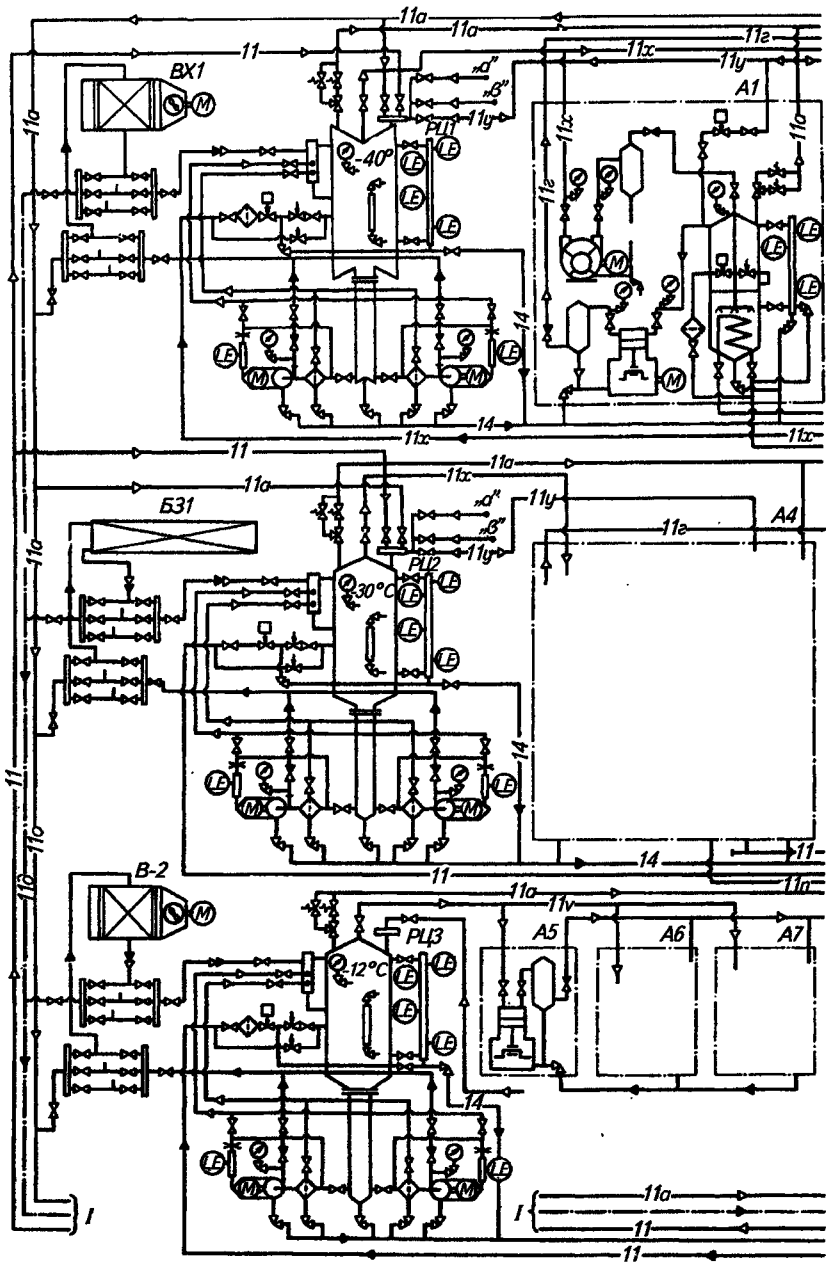
Промышленные холодильные установки часто поддерживают несколько температур кипения. В этом случае узлы испарительной части выполняют независимыми друг от друга. На каждую температуру кипения предусматривают свой циркуляционный ресивер и циркуляционные герметичные насосы (рабочий и резервный). Низкую температуру кипения обеспечивают двухступенчатые агрегаты.

Рабочая схема холодильной установки на три температуры кипения с включением всего основного и вспомогательного оборудования показана на рис. 178.

Число коллекторов на распределительной станции соответствует температурам кипения. Давление на всех коллекторах одинаковое — это давление конденсации. Дросселирование хладагента происходит в регулирующих вентилях, установленных перед циркуляционными ресиверами.

Распределительная станция (рис. 179) представляет собой систему коллекторов со смонтированными на них запорными вентилями. Вентили, предназначенные для подачи жидкости, монтируют снизу, а для выхода жидкости — сверху во избежание образования паровой подушки в коллекторе. На каждом коллекторе предусматривают патрубки для присоединения арматуры на случай подключения дополнительного оборудования.

В торце основного коллектора обычно монтируют патрубок для присоединения заправочной арматуры (к баллону или цистерне). Для удобства обслуживания маховики верхних вентилях не должны быть выше 1800 мм, а расстояние от оси коллектора до стены не менее 1 м.



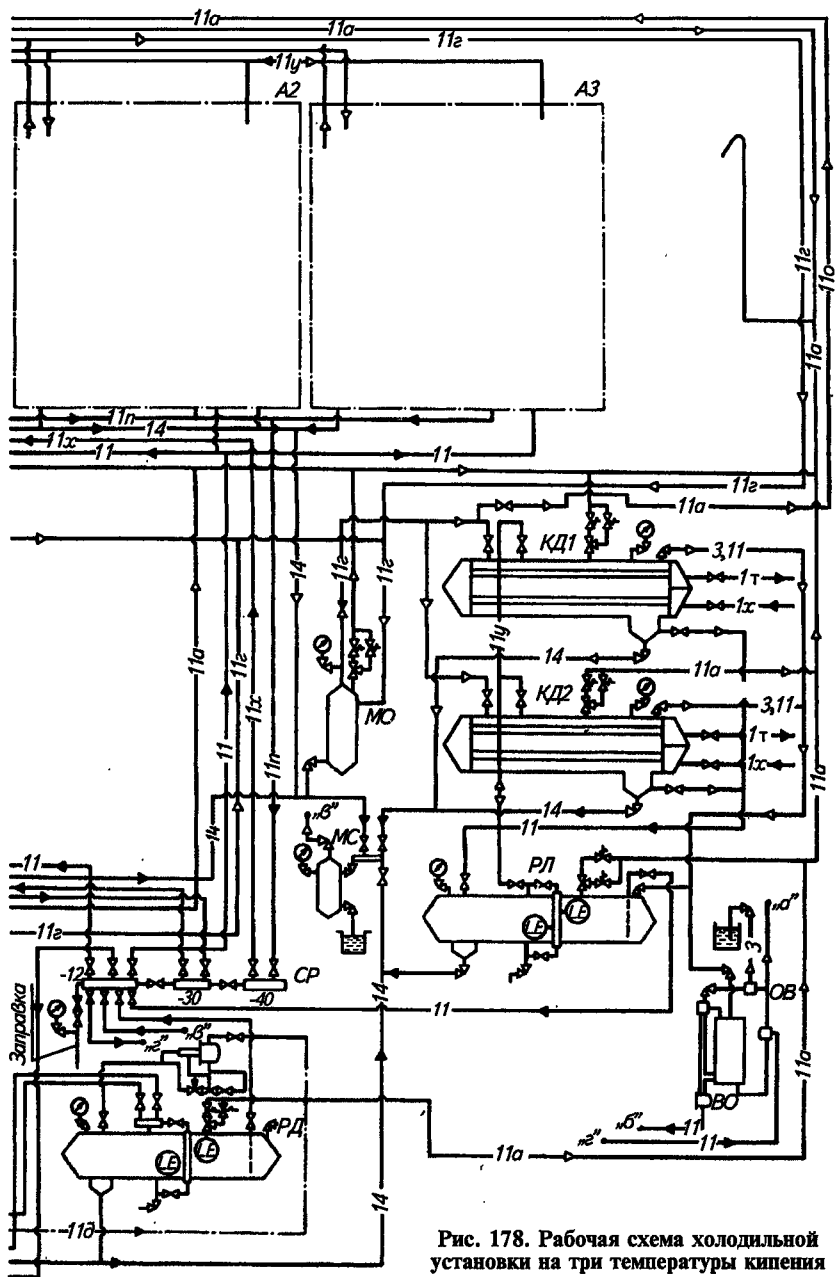


Рис. 178. Рабочая схема холодильной установки на три температуры кипения

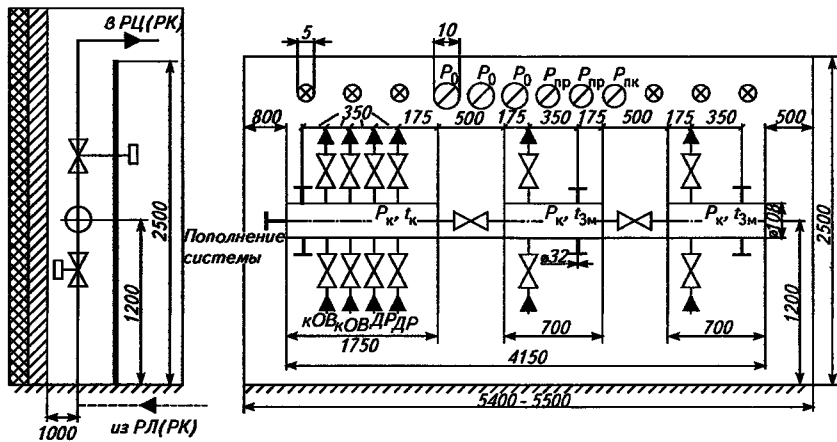


Рис. 179. Распределительная станция

Со стороны компрессорного цеха система коллекторов с арматурой закрывается щитом, на который выносятся маховики соответствующих вентилей и контрольно-измерительные приборы в зависимости от числа компрессоров и температур кипения.

#### 12.4. СХЕМЫ ФРЕОНОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Холодильные установки, работающие на R134a или R22, используют в основном на предприятиях торговли и общественного питания, в системах кондиционирования воздуха и на транспорте. Это холодильные установки малой и средней холодопроизводительности, к которым предъявляют требования безопасной работы.

Фреоновые холодильные установки могут быть с непосредственным или рассольным охлаждением помещений. Они, как правило, полностью автоматизированы, работают по безнасосной схеме подачи жидкого хладагента в испарительную систему, перегрев пара перед компрессором обеспечивается наличием регенеративного теплообмена.

В схемах непосредственного охлаждения в качестве приборов охлаждения применяют оребренные батареи или воздухоохладители, подача жидкости в которые осуществляется с помощью терморегулирующих вентилей ТРВ.

В схемах фреоновых установок с рассольной системой охлаждения устанавливают кожухотрубные или кожухозмеевиковые испарители. Такие установки поставляют в моноблочном исполнении или в виде двух агрегатов: компрессорно-конденсаторного и испарительно-регулирующего.

Во фреоновых холодильных установках применяют бессальниковые компрессоры, обеспечивающие большую герметичность системы по сравнению с сальниковыми.

Из компрессора  $K_m$  (рис. 180) пар фреона поступает в конденсатор  $K_d$  с водяным охлаждением, где он охлаждается и конденсируется в результате отвода теплоты охлаждающей водой. Жидкий фреон поступает в регенеративные теплообменники  $TO1$  и  $TO2$ , в которых он переохлаждается холодным паром, поступающим из испарителя  $ИК$ . Затем жидкий фреон проходит через фильтры-осушители  $\Phi O1$  и  $\Phi O2$ , соленоидные вентили и дросселируется в терморегулирующих вентилях  $ТРВ1$  и  $ТРВ2$ . С давлением кипения фреон заполняет межтрубное пространство кожухотрубного испарителя, в котором охлаждается рассол. Циркуляция рассола осуществляется рассольным насосом  $Н$ . Образовавшийся пар фреона из испарителя направляется в теплообменники  $TO1$  и  $TO2$  для охлаждения жидкости, поступающей к терморегулирующим вентилям  $ТРВ1$  и  $ТРВ2$ . При этом пар перегревается, обеспечивая сухой ход компрессора, и отсасывается компрессором  $K_m$ .

Во фреоновых холодильных установках необходимо предусмотреть организованный возврат смазочного масла в компрессор. В данной схеме этот вопрос решается закреплением термобаллончиков  $ТРВ$  после теплообменников. Таким образом, из кожухотрубного испарителя  $ИК$  выходит влажный пар, который обогащен смазочным маслом (масло легче фреона и хорошо в нем растворяется). После перегрева пара в теплообменниках маслофреоновая смесь разделяется, и масло по всасывающему трубопроводу, выполненному с уклоном в сторону компрессора, стекает в картер.

Фреоновая установка на R134a с непосредственным охлаждением приведена на рис. 181. Установка полностью автоматизирована. Работает по безнасосной схеме.

На всех фреоновых установках линейный ресивер располагает-

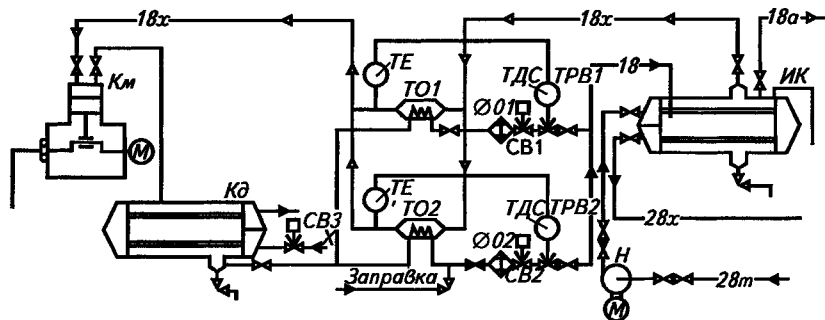


Рис. 180. Схема фреоновой холодильной машины с промежуточным хладоносителем

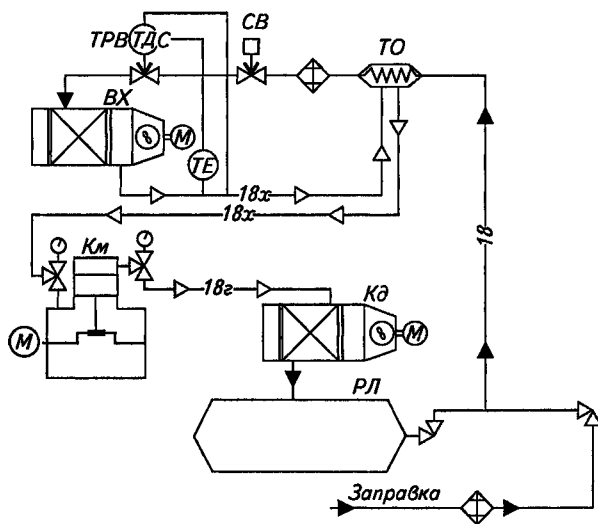


Рис. 181. Схема агрегатированной холодильной машины на R134a с непосредственным охлаждением

ся на одном уровне с конденсатором, конденсатор и линейный ресивер не соединяются уравнивающей линией, а жидкий хладагент выдавливается в линейный ресивер через обратный клапан давлением конденсации.

Работа машины осуществляется следующим образом. Компрессор отсасывает пар хладагента из воздухоохладителей *ВХ*, сжимает его от давления кипения до давления конденсации и нагнетает в конденсатор воздушного охлаждения *Кд*. Хладагент конденсируется в результате отвода теплоты конденсации воздухом и сливается в линейный ресивер *РЛ*. Из ресивера жидкий хладагент поступает в змеевик теплообменника *ТО*, где переохлаждается холодным паром, поступающим в межтрубное пространство из воздухоохладителя. Пар при этом перегревается.

Переохлажденный жидкий хладагент проходит через фильтр-осушитель, соленодный вентиль и дросселируется в терморегулирующем вентиле. После дросселирования жидкость поступает в воздухоохладитель, где кипит, отнимая теплоту от воздуха камеры.

Из воздухоохладителя пар отсасывается компрессором через теплообменник *ТО*. Причем в бессальниковый компрессор холодные пары поступают со стороны встроенного электродвигателя, что способствует охлаждению обмоток электродвигателя. Это позволяет увеличить КПД электродвигателя, а следовательно, и его мощность.

## 12.5. РАССОЛЬНЫЕ СХЕМЫ

Схемы охлаждения с помощью промежуточного хладоносителя называют рассольными. Области применения этих схем рассмотрены в главе 11.

Основные преимущества рассольных схем — безопасность и значительно меньшие трудности распределения хладоносителя по приборам охлаждения. Рассольные схемы различают в зависимости от типа испарителей и приборов охлаждения.

К открытым типам охлаждающих приборов и испарителей относятся аппараты, в которых имеется непосредственный контакт воздуха с рассолом. Это мокрые воздухоохладители и панельные испарители. К испарителям закрытого типа относятся кожухотрубные и кожухозмеевиковые, а к приборам охлаждения — сухие воздухоохладители и батареи. Возможны различные варианты рассольных схем в связи с возможностью комбинирования типов охлаждающих приборов и испарителей.

Трехтрубная закрытая рассольная система (рис. 182, а) рекомендуется для многоэтажных холодильников. Здесь есть три напорные магистрали: *I* — прямая (подающая), *II* — обратная, *III* — компенсационная.

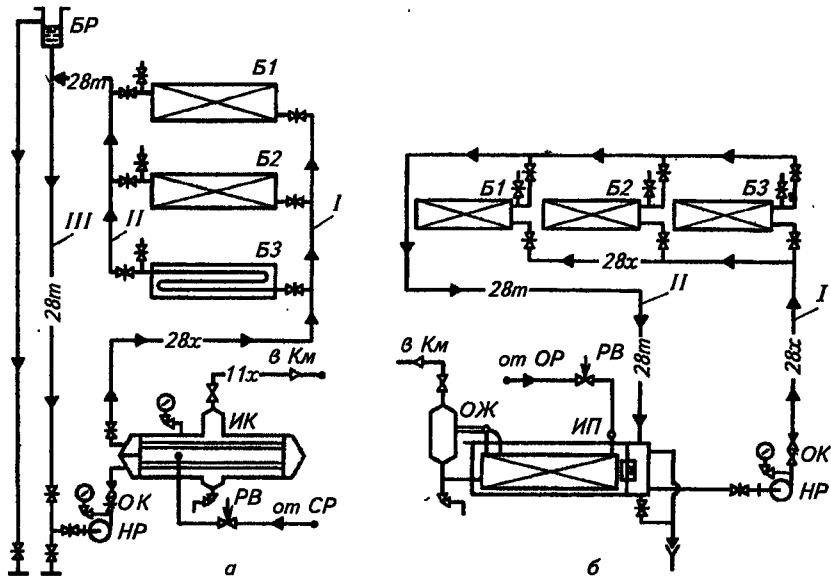


Рис. 182. Схемы рассольного охлаждения:

а — закрытая рассольная схема (трехтрубная); б — открытая рассольная схема (двухтрубная)



Рассол насосом *НР* подается в кожухотрубный испаритель *ИК*, где он охлаждается кипящим хладагентом, поступающим с распределительной станции. Охлажденный рассол поступает в прямой стояк *I* и из него распределяется по батареям *Б1*, *Б2*, *Б3*. В батареях рассол нагревается на 2...4 °С и поступает в обратный стояк *II*, из которого по компенсационному трубопроводу подводится к рассольному насосу. В верхней части к компенсационному стояку присоединен расширительный бак. Он необходим для того, чтобы все линии системы находились под напором. Вместимость расширительного бака составляет 2...3 % вместимости системы.

Для предотвращения переполнения расширительного бака на нем смонтирована переливная труба. Наличие трех трубопроводов обеспечивает равномерную раздачу хладоносителя по батареям, так как суммарная длина трубопроводов (прямого и обратного), по которым проходит рассол, одинакова. Например, если до батареи *Б1* рассол проходит короткий путь по подающему трубопроводу, то он идет длинным путем в обратном трубопроводе.

Двухтрубная открытая рассольная схема изображена на рис. 182, б. Рассол охлаждается в открытом панельном испарителе *ИП*, забирается рассольным насосом *НР* и подается в прямой стояк *I*. Холодный хладоноситель распределяется по камерным приборам охлаждения, где нагревается на 2...4 °С, поступает в обратный стояк *II* и сливается в открытый испаритель. Воздух из системы удаляется через воздухопускные краны, расположенные в верхней части приборов охлаждения.

Недостатками этой схемы по сравнению с закрытой являются: большой расход электроэнергии на привод насоса (в обратной магистрали напор полностью теряется), значительная коррозия оборудования и деконцентрация рассола из-за контакта с кислородом воздуха.

Хладоноситель насосом *НР* всегда подается в испаритель закрытого типа *ИК*, а из испарителя открытого типа *ИП* — забирается. Это обеспечивает постоянный подпор перед насосом, так как насос устанавливается ниже уровня рассола в испарителе.

Оттаивание снеговой шубы с поверхности рассольных батарей происходит с помощью горячего рассола, который подогревается в бойлере 4 (рис. 183) горячей водой, водяным паром или горячим паром хладагента. В схеме предусмотрены бак холодного рассола 15, бак теплого рассола 19, рассольный насос *НР*, бойлер 4 и трубопроводы с арматурой. Перед оттаиванием батареи 7 закрывают задвижки 9 и 10, отключая ее от системы. Затем открывают задвижки 8 и 11, подключая батарею к системе оттаивания.

Открывая задвижки 18, 1, 2 и 5, включают насос *НР* и перекачивают рассол из бака теплого рассола 19 в подогреватель 4 до тех пор, пока из крана 5 не потечет рассол. После этого закрывают задвижки 18, 1, 2 и 5 и останавливают насос, включают подачу в бойлер водяного пара и нагревают рассол до 30...40 °С. Теплый

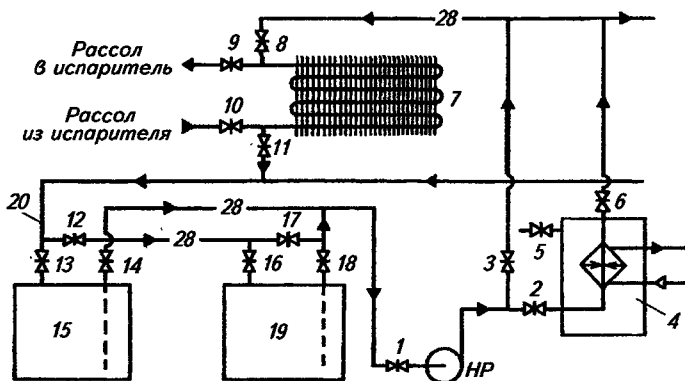


Рис. 183. Схема оттаивания снеговой шубы с рассольных батарей

рассол необходимо подать в батарею, вытесняя одновременно холодный рассол из нее и сливая его в бак холодного рассола 15. Для этого открывают задвижки 18, 1, 2, 6 и 13, включают рассольный насос *HP* и, нагнетая рассол из бака теплого рассола 19 в подогреватель 4, вытесняют горячий рассол из бойлера в батарею 7. Холодный рассол из батареи сливается в бак холодного рассола до тех пор, пока термометр 20 не покажет, что пошел теплый рассол. Тогда задвижки 13 и 18 закрывают, открывают задвижки 12 и 17, и горячий рассол циркулирует по замкнутому контуру между подогревателем и батареей.

После снятия «снеговой шубы» закрывают задвижки 17, 2 и 6, открывают задвижки 14, 16 и 3, и холодный рассол из бака холодного рассола подают насосом в батарею, вытесняя оттуда теплый рассол, который сливается через задвижку 16 в бак теплого рассола. По термометру 20 наблюдают за окончанием слива. Затем задвижки 16, 14 и 3 закрывают, насос *HP* останавливают. Закрывают все оставшиеся задвижки 1, 8, 11 и 12, а батарею подключают к системе охлаждения, открывая задвижки 10 и 9. Данная схема позволяет ускорить оттаивание «снеговой шубы» и уменьшить расход энергии на подогрев холодного рассола в подогревателе и охлаждение теплого рассола в батарее.

### Контрольные вопросы и задания

1. Перечислите требования, предъявляемые к схемам холодильных установок.
2. Объясните схему включения одно- и двухступенчатых компрессоров с включением основного и вспомогательного оборудования без испарительной части.
3. Перечислите способы подачи жидкости в испарительную часть холодильной установки.

4. Объясните работу испарительной части холодильной установки по предъявленной схеме.
5. Каков порядок оттаивания приборов охлаждения в схемах холодильных установок непосредственного охлаждения?
6. Опишите систему удаления жидкости из дренажного ресивера.
7. Объясните схему подключения гидроциклона и принцип его работы.
8. Опишите порядок удаления смазочного масла из аппаратов холодильных установок.
9. В чем особенности схем фреоновых холодильных установок?
10. Объясните работу рассольных схем холодильных установок.
11. Каков порядок оттаивания рассольных приборов охлаждения?

*Практические занятия 15, 16. Составление схем отдельных узлов холодильной установки и агрегатированных машин.*

По заданию преподавателя студенты составляют отдельные узловые схемы холодильных установок, а также схемы агрегатированных холодильных машин.

*Лабораторная работа 5. Составление схемы холодильной установки по заданному варианту.*

В соответствии с заданием, выданным преподавателем, студенты выполняют полную схему холодильной машины или установки, используя узловые схемы, выполненные на практических занятиях. Схему вычерчивают в соответствии с требованиями ЕСКД, предъявляемыми к выполнению чертежей (см. приложение 15).

## **Глава 13**

### **ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ХОЛОДИЛЬНЫХ СООРУЖЕНИЙ**

#### **13.1. ЦЕЛЬ ТЕПЛОвого РАСЧЕТА**

Тепловой расчет охлаждаемых помещений проводят для определения суммы всех количеств теплоты, поступающих в эти помещения или возникающих в них от каждого из различных источников, оказывающих влияние на поддержание заданного температурного режима в объекте.

Конечная цель теплового расчета — определение производительности камерного оборудования, достаточной для отвода всей теплоты, поступающей в объект, и поддержания в нем заданных параметров. Кроме того, расчет теплопритоков позволяет найти нагрузки на компрессоры, т. е. их холодопроизводительность, а также нагрузки на другое оборудование машинного отделения.

Для подбора камерных приборов охлаждения необходимо знать тепловые нагрузки в каждом охлаждаемом помещении, и для крупных предприятий эта задача является весьма трудоемкой. Поэтому целесообразно для теплового расчета использовать ЭВМ, что облегчает и ускоряет расчеты.

В установившемся режиме работы в охлаждаемые помещения будут поступать или в самом помещении будут возникать следующие теплопритоки:

1) теплоприток через ограждения помещений  $Q_1$ , вызванный проникновением теплоты из-за разности температур снаружи и внутри ограждения;

2) теплоприток от грузов  $Q_2$  при их холодильной обработке;

3) теплоприток, вносимый с наружным воздухом  $Q_3$  при вентиляции помещений;

4) эксплуатационные теплопритоки от различных источников  $Q_4$ ;

5) теплопритоки от «дыхания» продуктов растительного происхождения  $Q_5$ .

Сумма всех теплопритоков в данный момент определяет нагрузку на холодильное оборудование.

Следует учитывать, что все теплопритоки непостоянны во времени и изменяются без всякой закономерности. Например, теплопритоки  $Q_1$  и  $Q_3$  зависят от условий внешней среды и меняются в зависимости не только от сезонных колебаний температуры и относительной влажности воздуха, но и от суточных колебаний. Величина теплопритока  $Q_2$  зависит от сезонности поступления грузов или от графика работы технологического холодильного оборудования.

Кроме того, максимальные значения теплопритоков, как правило, не совпадают во времени в течение суток или года.

Для отвода всей теплоты из охлаждаемых помещений нагрузка должна быть рассчитана по самому неблагоприятному сочетанию, т. е. должен быть определен наиболее напряженный период работы для всего холодильного оборудования, который называется расчетным периодом. Наиболее просто можно выбрать расчетный период, исходя из следующих соображений. Для холодильников наибольшие значения имеют теплопритоки  $Q_1$  и  $Q_2$ . Поэтому следует определить период времени, при котором сумма этих теплопритоков будет максимальна.

Кроме того, максимальные значения теплопритоков  $Q_1$  и  $Q_2$  совпадают с наиболее жарким периодом времени для данной местности. В частном случае максимальные значения теплопритоков  $Q_1$  и  $Q_2$  могут совпадать во времени, и тогда расчетная нагрузка вычисляется путем их суммирования:

$$Q_{\text{расч.}} = Q_{1\text{max}} + Q_{2\text{max}},$$

т. е. теплоприток  $Q_1$  соответствует наиболее жаркому времени года, а теплоприток  $Q_2$  определяется при максимальном суточном поступлении груза в камеру.

При несовпадении во времени максимальных значений теплопритоков их значения учитывают частично.

При выполнении теплового расчета для группы помещений возникает разница между расчетными нагрузками на камерное оборудование и на компрессоры. Причиной появления разницы между расчетными нагрузками на камерное оборудование и компрессоры является несовпадение во времени максимальных нагрузок на отдельные помещения.

Точный учет всех особенностей теплопритоков невозможен. Поэтому вводят ряд упрощений и условностей расчета. Кроме того, расчет ведут в предположении стационарности теплового режима.

### 13.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ ПАРАМЕТРОВ. РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

Для правильного выполнения теплового расчета охлаждаемых помещений необходимо знать ряд параметров для того, чтобы определить соответствующие теплопритоки.

Часть исходных данных приведена в задании на проектирование холодильника, а часть принимают по нормативным материалам. Некоторые нормативные материалы даны в приложении данного учебника. В частности, в задании на проектирование указывают район строительства, который может быть отнесен к одной из трех зон:

Зона строительства	Среднегодовая температура
Северная	(-2 °С) и ниже
Средняя	выше (-2 °С) — ниже 7 °С
Южная	7 °С и выше

Эти данные необходимы для выбора коэффициента теплопередачи наружных ограждений холодильника.

Расчетная летняя температура наружного воздуха (°С) географического пункта строительства

$$t_{p.n} = 0,4t_{cp} + 0,6t_{max}, \quad (13.1)$$

где  $t_{cp}$  — средняя температура воздуха в 13 ч самого жаркого месяца, °С;  $t_{max}$  — максимальная температура воздуха в данном районе, °С.

За расчетную зимнюю температуру наружного воздуха принимают среднюю температуру наиболее холодной пятидневки, но не ниже (-60 °С). За расчетную относительную влажность наружного воздуха для летнего периода принимают среднемесячное значение самого жаркого месяца в 13 ч.

В приложении 13 приводятся значения среднегодовых, расчетных наружных температур и относительных влажностей воздуха для ряда городов России.

Эти значения приведены по СНиП 2.11.02—87 и СНиП П 33—75.

**Расчетная температура грунта.** Температура грунта меняется в соответствии с сезонными колебаниями температуры наружного воздуха. Глубина промерзания грунта зависит от климатических особенностей данной местности.

**Расчетные параметры внутреннего воздуха.** Расчетные параметры воздуха (температура и относительная влажность) в камерах холодильника принимают в зависимости от технологического процесса обработки и вида продукта.

На холодильниках имеются камеры хранения охлажденных продуктов с температурами воздуха от  $-2^{\circ}\text{C}$  до  $+4^{\circ}\text{C}$ ; камеры хранения мороженных продуктов с температурами воздуха от  $-25^{\circ}\text{C}$  до  $-18^{\circ}\text{C}$ ; камеры и аппараты холодильной обработки продуктов с температурами воздуха  $-1\text{...}-3^{\circ}\text{C}$  для охлаждения продуктов и  $-30\text{...}-35^{\circ}\text{C}$  для замораживания.

В настоящее время сформировалась тенденция хранения мороженных продуктов при максимально низких температурах ( $-25^{\circ}\text{C}$ ), что обеспечивает более длительный срок хранения при сохранности всех пищевых качеств продуктов.

Расчетные данные внутреннего воздуха, температур поступающего и выходящего продуктов, а также продолжительности холодильной обработки для камер различного типа холодильников принимают по табл. 68.

Вспомогательные помещения на холодильниках, как правило, не охлаждают (тамбуры, вестибюли и коридоры), за исключением помещений, в которых продукты могут находиться довольно длительное время (накопительные, разгрузочные, экспедиции и упаковочные). Температура воздуха в смежных отапливаемых помещениях (производственные цехи, компрессорный цех, бытовые помещения и т. п.) может быть условно принята на  $4\text{...}5^{\circ}\text{C}$  ниже летней расчетной температуры для данной местности.

Температуру воздуха в смежных неохлаждаемых помещениях предприятий торговли и общественного питания принимают:  $28^{\circ}\text{C}$  — для южной зоны,  $24^{\circ}\text{C}$  — для средней зоны и  $20^{\circ}\text{C}$  — для северной зоны; в тамбурах и вестибюлях соответственно —  $14$ ,  $12$  и  $10^{\circ}\text{C}$ .

### 13.3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ХОЛОДИЛЬНИКА

*Теплоприток через наружные ограждения (Вт) определяют по выражению*

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1c}, \quad (13.2)$$

где  $Q_{1T}$  — теплоприток через ограждения камеры из-за разности температур у ограждения, Вт;  $Q_{1c}$  — теплоприток через ограждения камеры из-за действия солнечной радиации, Вт.

$$\begin{aligned} Q_{1r} &= kF(t_n - t_b); \\ Q_{1c} &= kF\Delta t_c, \end{aligned} \quad (13.3)$$

где  $k$  — нормативный коэффициент теплопередачи ограждения (действительный), Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $F$  — площадь ограждения, м<sup>2</sup>;  $t_n$  — температура воздуха с наружной стороны ограждения, °С;  $t_b$  — температура воздуха в камере, °С;  $\Delta t_c$  — дополнительная разность температур, возникающая из-за действия солнечной радиации, °С (выбирают по табл. 67).

Размеры поверхности ограждений определяют в соответствии со следующими правилами: для угловых помещений за длину наружных стен принимают расстояние от внешней поверхности наружной стены до оси внутренней стены (размеры  $a$  и  $b$ , рис. 184); для неугловых помещений за длину наружной стены принимают расстояние между осями внутренних стен (размер  $e$ ); за длину внутренних стен принимают расстояние от внутренней поверхности наружных стен до оси внутренних стен, перпендикулярных наружным (размеры  $g$  и  $d$ ) или между осями внутренних стен (размер  $e$ ); размеры пола и потолка определяют по размерам внутренних стен (размеры  $v$  и  $e$  или  $g$  и  $d$ ).

Теплоприток  $Q_i$  определяют для наиболее жаркого месяца в данной местности. При расчете теплопритока через внутренние стены между камерами за температуру  $t_n$  принимают температуру воздуха в соседней камере.

Рассчитывая теплоприток через перегородку, отделяющую камеру от неохлаждаемого помещения (коридора), принимают расчетную разность температур, равную 70 % расчетной разности температур для наружных стен, если неохлаждаемое помещение имеет выход наружу, и равную 60 % расчетной разности температур, если неохлаждаемое помещение не имеет выхода наружу.

При расчете теплопритока через перекрытие, отделяющее охлаждаемую камеру от неохлаждаемого подвала, принимают расчетную разность температур, равную 50 % расчетной разности температур для наружных стен, если подвал не имеет окон, и 60 %, если подвал с окнами.

Теплоприток через пол, расположенный на грунте и имеющий обогрев, рассчитывают из условия, что средняя температура воздуха в шанцах 3 °С, а средняя температура слоя с электронагревателями 2 °С. Для неизолированных полов без обогревательных устройств теплоприток (Вт)

$$Q_{1п} = (\sum k_{усл} F)(t_n - t_b), \quad (13.4)$$

где  $k_{усл}$  — условный коэффициент теплопередачи соответствующей зоны, Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $F$  — площадь зоны пола, м<sup>2</sup>;  $t_n$  — расчетная температура наружного воздуха, °С;  $t_b$  — температура воздуха в камере, °С.

При расчете пол разбивают на зоны шириной 2 м, начиная от наружных стен (рис. 185). Для каждой зоны принимают свой условный коэффициент теплопередачи.

Зона	Условный коэффициент теплопередачи $k$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)
I (шириной 2 м от наружных стен)	0,47
II (от 2 до 4 м от наружных стен)	0,23
III (от 4 до 6 м от наружных стен)	0,12
IV (остальная площадь пола)	0,07

Площадь пола, примыкающую к углу наружных стен, учитывают дважды при расчете двухметровых зон в двух направлениях вдоль наружных стен.

При упрощенных расчетах принимают, что удельный теплоприток через 1 м<sup>2</sup> площади неизолированного пола для камер с  $t_{в} = -2...0$  °С,  $q_F = 2,0...2,5$  Вт/м<sup>2</sup>, а для камер с  $t_{в} = 0...4$  °С,  $q_F = 1,0...1,5$  Вт/м<sup>2</sup>.

Теплоприток от солнечной радиации определяют для наружных ограждений, которые подвергаются воздействию солнечных лучей. Избыточную разность температур  $\Delta t_c$ , характеризующую действие солнечной радиации, находят по табл. 67.

Для плоской кровли избыточная разность температур зависит только от тона окраски и не зависит от ориентации и географической широты. Для плоских кровель без окраски (темных) избыточную разность температур принимают 17,7 °С, с окраской в светлые тона — 14,9 °С. Для шатровых кровель избыточную разность принимают в зависимости от географической широты: для южной зоны 15 °С, средней — 10, северной — 5 °С. При расчете учитывают теплоотвод солнечной радиации, проникающую через кровлю и наружную стену, через которую поступает наибольший теплоприток от воздействия солнечных лучей.

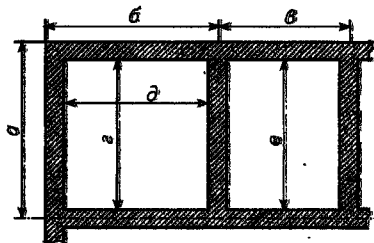


Рис. 184. Определение размеров ограждений для расчета теплопритока  $Q_1$  (размеры поверхности ограждения на плане здания для расчета теплопритоков)

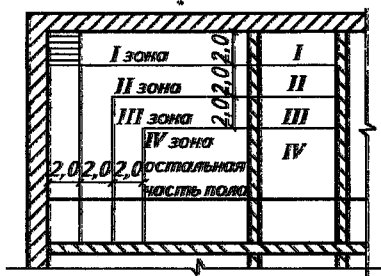


Рис. 185. Разбивка пола на условные зоны



Теплоприток  $Q_1$  рассчитывают для каждой камеры в отдельности. Но следует иметь в виду, что ограждения имеют разную конструкцию и разные коэффициенты теплопередачи, размеры и температуру снаружи ограждений. Поэтому рассчитывают теплоприток через каждое ограждение камеры отдельно.

67. Дополнительная разность температур, характеризующая действие солнечной радиации,  $\Delta t_c$ , °С

Стена	Избыточная разность температур, °С, при ориентировке по сторонам света									
	Ю		ЮВ	ЮЗ	В	З	СВ	СЗ	С	
	Географическая широта									
	40°	50°	60°	От 40 до 60°						
Бетонная	5,9	8,0	9,8	8,8	10,0	9,8	11,7	5,1	5,5	0
Кирпичная	6,6	9,1	11,0	9,9	11,3	11,0	13,2	5,8	6,3	0
Побеленная известью или оштукатуренная светлой штукатуркой	3,6	4,9	6,0	5,4	6,1	6,0	7,2	3,2	3,5	0
Покрытая темной штукатуркой	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

При определении теплопритоков через внутренние ограждения может оказаться, что теплоприток имеет отрицательный знак (теплоотвод); такие теплопритоки не учитывают (приравнивают к нулю). По каждой камере вычисляют суммарный теплоприток через ограждения и относят его к нагрузке на камерное оборудование. При расчете тепловой нагрузки на компрессор этот теплоприток в зависимости от типа и назначения холодильника учитывают полностью или частично. При расчете распределительных и фруктовых холодильников теплоприток учитывают полностью: относят его к нагрузке и на компрессор, и на камерное оборудование. Для холодильников мясо- и рыбокомбинатов теплоприток на компрессор составляет 80 % максимальной величины для камер хранения мороженных продуктов и 60 % для камер хранения охлажденных продуктов, для камер замораживания — 100 %.

Рекомендуется выполнять расчет в табличной форме (см. табл. 71).

*Теплоприток от продуктов при их холодильной обработке (Вт)* зависит от суточного поступления продуктов в камеру, вида продукта, температуры продукта при поступлении в камеру и выпуске из нее, а также от продолжительности холодильной обработки:

$$Q_{2пр} = M_{пост}(i_{пост} - i_{вып}) \cdot 10^6 / (\tau \cdot 3600), \quad (13.5)$$

где  $M_{пост}$  — суточное поступление продуктов в камеру, т в сутки;  $i_{пост}$  — удельная энтальпия продукта, поступающего в камеру при температуре поступления

$i_{\text{пост}}$ , кДж/кг;  $i_{\text{вып}}$  — удельная энтальпия продукта, выпускаемого из камеры при температуре выпуска  $t_{\text{вып}}$ , кДж/кг;  $\tau$  — продолжительность холодильной обработки продукта, ч.

При расчете теплопритока суточное поступление продукта для камер хранения принимают равным 6 % вместимости камеры ( $\geq 200$  т) или 8 % вместимости камеры ( $< 200$  т).

Для камер или устройств охлаждения и замораживания продукта суточное поступление определяется производительностью в тоннах в сутки. Удельную энтальпию продукта в зависимости от его вида и температуры определяют по приложению 14. Продолжительность холодильной обработки для камер хранения принимают 24 ч, для камер замораживания и охлаждения — в зависимости от мощности мясокомбината.

Для фруктовых и перевалочных рыбных холодильников суточное поступление груза в камеры хранения принимают равным 10 % вместимости камер.

Если суточное поступление продуктов в камеры хранения для определения теплопритока на камерное оборудование оказывается меньшим, чем при расчете теплопритока на компрессор, то  $M_{\text{сут.об}} = M_{\text{сут.км}}$ . Для камер домораживания на распределительных холодильниках суточное поступление продуктов определяется производительностью камер, причем  $Q_{2\text{км}} = Q_{2\text{об}}$ . Для камер охлаждения и замораживания на производственных холодильниках суточное поступление продуктов в эти помещения при определении теплопритока на компрессор определяется мощностью цеха убоя скота и разделки туш, а теплоприток на камерное оборудование увеличивается на 30 % по сравнению с теплопритоком на компрессор:  $Q_{2\text{об}} = 1,3 Q_{2\text{км}}$ . При замораживании различных штучных продуктов в морозильных аппаратах непрерывного действия

$$Q_{2\text{км}} = Q_{2\text{об}} = M_{\text{ч}}(i_{\text{пост}} - i_{\text{вып}}) \cdot 10^3 / 3600, \quad (13.6)$$

где  $M_{\text{ч}}$  — часовая производительность морозильного аппарата по данному продукту, кг/ч.

Расчетные параметры некоторых камер на распределительных и производственных холодильниках приведены в табл. 68.

**68. Расчетные технологические данные охлаждаемых помещений холодильников**

Камеры	Расчетные параметры воздуха		Температура, °С		Продолжительность холодильной обработки, ч
	температура, °С	влажность, %	поступления продукта	выпуска продукта	
<i>Распределительные холодильники</i>					
Морозильные Хранения:	–30	95–98	4	–18	18–20
мороженых грузов	–20	90–95	–8	–20	24
охлажденных »	–2...0	85–90	8	0	24

Камеры	Расчетные параметры воздуха		Температура, °С		Продолжительность холодильной обработки, ч
	температура, °С	влажность, %	поступления продукта	выпуска продукта	
<i>Холодильники мясокombинатов</i>					
Замораживания:					
мяса	-30...-35	95-98	38	-18	28-22
субпродуктов	-30...-35	95-98	38	-18	10-8
Охлаждения:					
мяса	-2	95-98	38	4	16-18
субпродуктов	-2	95-98	38	4	6-8
Хранения:					
охлажденных мяса и субпродуктов	-1	85-90	4	0	24
мороженных мяса и субпродуктов	-20	90-95	-8	-20	24
жира в бочках	-20	85-90	8-10	-18	24
<i>Холодильники молочных заводов</i>					
Хранения молочной продукции	0	80-85	10	4	4
Краткосрочного хранения масла	-5...-8	80-85	15	0	24
Хранения сметаны и творога	0	85	15	4	24
Длительного хранения творога	-20	90	-8	-18	24
<i>Фруктовые холодильники</i>					
Хранения:					
яблок	-1...0	85-90	20	2-4	24
винограда	-1...0	85-90	8	0-2	24

Масса тары составляет в среднем 10...15 % массы продуктов, а для стеклянной тары — 100 %. Массу деревянных ящиков для фруктов принимают равной 20 % массы фруктов. Удельную теплоемкость тары принимают в зависимости от ее материала: картон, дерево —  $c_t = 2,3$  кДж/(кг · К), сталь —  $c_t = 0,5$  кДж/(кг · К), стекло —  $c_t = 0,8$  кДж/(кг · К). Теплоприток от тары ( $Q_t$ ) определяют по выражению

$$Q_{2t} = M_t c_t (t_{\text{пост}} - t_{\text{вып}}) \cdot 10^6 / (\tau \cdot 3600), \quad (13.7)$$

где  $M_t$  — суточное поступление тары, принимаемое пропорционально суточному поступлению продукта, т в сутки;  $c_t$  — удельная теплоемкость материала тары, кДж/(кг · К);  $t_{\text{пост}}$ ,  $t_{\text{вып}}$  — температура тары (принимается по продукту), поступающей и выпускаемой из камеры, °С;  $\tau$  — продолжительность холодильной обработки (принимается по продукту), ч.

Общий теплоприток от упакованных продуктов при их холодильной обработке составляет

$$Q_2 = Q_{2\text{пр}} + Q_{2t}$$

Теплоприток при вентиляции охлаждаемых помещений  $Q_3$  (Вт) учитывают только для камер хранения некоторых охлажденных продуктов (яйцо, сыр, фрукты, овощи и т. п.) и для производственных помещений, где постоянно работают люди (экспедиции, упаковочные отделения, помещения с морозильными аппаратами и т. д.).

Для камер хранения продуктов

$$Q_3 = V_k \alpha \rho_v (i_n - i_v) \cdot 10^3 / (24 \cdot 3600), \quad (13.8)$$

где  $V_k$  — объем вентилируемой камеры,  $m^3$ ;  $\alpha$  — кратность воздухообмена в сутки, 1/сут ( $\alpha = 3 \dots 5$  1/сут для камер хранения;  $\alpha = 10 \dots 12$  1/сут для камер предварительного охлаждения фруктов);  $\rho_v$  — плотность воздуха в камере,  $kg/m^3$ ;  $i_n$  и  $i_v$  — удельные энтальпии наружного воздуха и воздуха в камере ( $kJ/kg$ ); определяются по температуре и влажности воздуха по диаграмме  $d-i$  для влажного воздуха.

Для охлаждаемых производственных помещений

$$Q_3 = 20 n \rho_v (i_n - i_v) \cdot 10^3 / 3600, \quad (13.9)$$

где 20 — норма подачи воздуха в час на одного работающего человека,  $m^3/ч$  на 1 человека;  $n$  — число работающих людей, человек.

Теплоприток от наружного воздуха при вентиляции охлаждаемых помещений относят и на компрессор, и на камерное оборудование поровну.

Эксплуатационные теплопритоки  $Q_4$  (Вт) возникают вследствие освещения камер, нахождения в них людей, работы электрооборудования и открывания дверей. Теплоприток определяют для каждой камеры от имеющихся источников тепловыделений отдельно.

Теплоприток от освещения (Вт):

$$q_1 = AF, \quad (13.10)$$

где  $A$  — удельный теплоприток от освещения в единицу времени, отнесенный к  $1 m^2$  площади пола,  $Вт/m^2$  ( $A = 2,3$   $Вт/m^2$  для камер хранения;  $A = 4,5$   $Вт/m^2$  для камер тепловой обработки, экспедиций, загрузочно-разгрузочных, производственных помещений и т. п.);  $F$  — площадь камеры,  $m^2$ .

Теплоприток от пребывания людей (Вт):

$$q_2 = 350n, \quad (13.11)$$

где 350 — тепловыделение одного работающего человека, Вт на 1 человека;  $n$  — число работающих в помещении людей, человек.

Считается, что в камерах площадью до  $200 m^2$  работают двое-трое людей, а в камерах площадью более  $200 m^2$  — три-четыре че-

ловека. Число людей, работающих в производственных охлаждаемых помещениях, принимают по штатному расписанию.

Теплоприток от работы электрооборудования (Вт):

$$q_3 = \Sigma N_{эл} \eta 10^3, \quad (13.12)$$

где  $\Sigma N_{эл}$  — суммарная мощность электродвигателей оборудования, находящегося в помещении, кВт;  $\eta$  — КПД электродвигателей.

Мощность электродвигателей принимают в зависимости от назначения камеры и типа приборов охлаждения. Она складывается из мощности электродвигателей вентиляторов воздухоохладителей и мощности электродвигателей подъемно-транспортных средств.

Для предварительных расчетов удельный теплоприток от электродвигателей вентиляторов воздухоохладителей ориентировочно можно принять:

Камера	Удельный теплоприток от электродвигателей вентиляторов воздухоохладителей $C$ , Вт/м <sup>2</sup>
Хранения охлажденного и мороженого грузов (камеры оборудованы воздухоохладителями)	10...15
Охлаждения мяса	100
Замораживания мяса	150...200

Тогда теплоприток (Вт) определяется по формуле

$$q_3 = CF + N_{эл}, \quad (13.13)$$

где  $C$  — удельный теплоприток от электродвигателей вентиляторов воздухоохладителей, Вт/м<sup>2</sup>;  $F$  — площадь камеры, м<sup>2</sup>;  $N_{эл}$  — мощность электродвигателей подъемно-транспортных средств, кВт, (3,5...4,0 кВт); учитывается только для камер хранения груза в штабелях.

Теплоприток при открывании дверей в охлаждаемые помещения (Вт):

$$q_4 = BF, \quad (13.14)$$

где  $B$  — удельный теплоприток из соседних помещений через открытые двери, отнесенный к 1 м<sup>2</sup> площади камеры, Вт/м<sup>2</sup> (табл. 69);  $F$  — площадь камеры, м<sup>2</sup>.

#### 69. Удельный теплоприток $B$ из соседних помещений через открытые двери

Помещение	Удельный теплоприток $B$ (Вт/м <sup>2</sup> ) при высоте камеры 6 м		
	до 50	50...150	более 150
Камеры:			
охлаждения	23	12	10
замораживания	32	15	12
хранения охлажденных продуктов	29	15	12
хранения мороженых	22	12	8
хранения фруктов	10	5	4
Экспедиции, приемные	78	38	20

При определении теплопритока  $Q_{4об}$  на камерное оборудование учитывается полностью значение  $Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4$ , а теплоприток  $Q_{4км}$  на компрессор уменьшается на 25...50 %, если число камер одного температурного режима более трех,  $Q_{4км} = (0,5...0,75) Q_{4об}$ , и если число камер до трех,  $Q_{4км} = Q_{4об}$ .

Теплоприток, выделяемый фруктами и овощами при «дыхании», (Вт):

$$Q_5 = B(0,1q_{пост} + 0,9 q_{хр}), \quad (13.15)$$

где  $B$  — вместимость камеры, т;  $q_{пост}$ ,  $q_{хр}$  — тепловыделение плодов при температурах поступления и хранения, Вт/т (табл. 70).

Температура поступления принимается равной 20 °С для неохлаждаемого транспорта и 8 °С для рефрижераторов.

70. Удельное тепловыделение ( $q$ ) плодов и овощей при «дыхании», Вт/т

Фрукты, овощи	Температура, °С					
	0	2	5	10	15	20
<b>Яблоки:</b>						
ранние	19	21	31	60	92	121
поздние	10	14	21	31	58	73
<b>Груши:</b>						
ранние	20	28	47	63	160	278
поздние	10	22	41	56	126	219
Абрикосы	17	27	50	102	155	199
Черешня	21	31	47	97	165	219
Персики	19	22	41	92	131	181
Слива	21	35	65	126	184	233
Виноград	9	17	24	36	49	78
Лимоны (зрелые)	9	13	20	33	47	58
Апельсины	10	13	19	35	50	69
Дыня	20	23	28	43	76	102
Лук	20	21	26	31	34	58
Капуста белокочанная	33	36	51	78	121	194
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
Томат	17	20	28	41	87	102

Данный теплоприток относят полностью при определении тепловой нагрузки и на камерное оборудование, и на компрессор.

Расчет всех теплопритоков желательно проводить в табличной форме. В результате теплового расчета получают для каждой камеры значение теплопритока  $Q_{об}$ , представляющее собой тепловую нагрузку на батареи или на воздухоохладители. На основании этой величины определяют площадь теплообменной поверхности приборов охлаждения, необходимую для поддержания в камере заданного температурного режима.

Теплопритоки на компрессор или группу компрессоров суммируют по группам охлаждаемых помещений с близкими температурными режимами (одинаковой температурой кипения хладагента).

При наличии на холодильнике универсальных камер тепловую нагрузку определяют по каждому из температурных режимов, относя их к соответствующим нагрузкам на компрессор.

При децентрализованном охлаждении камер холодильника тепловая нагрузка на компрессор равна тепловой нагрузке на оборудование и рассчитывается для каждой камеры в отдельности.

Для ориентировочных расчетов потребной холодопроизводительности компрессоров на предприятиях торговли и общественного питания при температурах в камерах от  $-2$  до  $4$  °С могут быть приняты удельные нормы на  $1 \text{ м}^2$  площади пола: для камер в полуподвалах и подвалах  $q_F = 90 \dots 100 \text{ Вт/м}^2$ ; для камер на надземных этажах  $q_F = 110 \dots 120 \text{ Вт/м}^2$ .

Холодопроизводительность компрессоров (Вт) на каждую температуру кипения с учетом потерь холода в трубопроводах и коэффициента рабочего времени составляет:

$$Q_{0 \text{ км}} = \rho \sum Q_{\text{км}} / b,$$

где  $\rho$  — коэффициент неучтенных потерь, принимаемый в зависимости от температуры кипения хладагента:

$t_0, \text{ °С}$	$-10 \dots -12$	$-30$	$-40 \dots -45$
$\rho$	1,05	1,07	1,10

Для рассольной системы охлаждения  $\rho = 1,12 \dots 1,15$ ;

$\sum Q_{\text{км}}$  — суммарная тепловая нагрузка на компрессор при данной температуре кипения, Вт (кВт);  $b$  — коэффициент рабочего времени компрессоров;  $b = 0,75 \dots 0,92$  для централизованной системы охлаждения;  $b = 0,7$  для предприятий торговли и общественного питания.

Резерв компрессоров, как правило, не предусматривают.

#### Контрольные вопросы и задания

1. Сформулируйте цель теплового расчета охлаждаемых помещений.
2. Перечислите составляющие тепловой нагрузки на компрессор и на камерное оборудование.
3. Назовите особенности расчета теплопритока через ограждения.

4. Как определить теплоприток от продуктов при их холодильной обработке для различных типов холодильников?

5. В каких случаях и как рассчитывают теплоприток от наружного воздуха при вентиляции различных охлаждаемых помещений?

6. Расскажите об определении составляющих эксплуатационных теплопритоков.

7. В чем особенность распределения тепловой нагрузки на компрессор и на камерное оборудование?

*Практические занятия 17, 18, 19. Определение теплопритоков  $Q_1, Q_2, Q_3, Q_4, Q_5$  в камеры холодильника. Расчет холодопроизводительности компрессоров и камерного оборудования.*

**Пример 22.** Провести тепловой расчет камер хранения холодильника вместимостью 400 усл. т (см. рис. 140). Для хранения мороженого мяса используется камера № 1 ( $t_b = -20^\circ\text{C}$ ). Камеры с универсальным температурным режимом — №№: 2, 3 ( $t_b = -2/-20^\circ\text{C}$ ), ( $t_b = -2^\circ\text{C}$  — хранение яйца;  $t_b = -20^\circ\text{C}$  — хранение мороженого мяса). Сетка колонн 6 · 12 м. Высота камер до низа балок 4,8 м. Район строительства — г. Санкт-Петербург. Вход в холодильник с северной стороны. Стены — железобетонные плиты (оштукатуренные светлой штукатуркой).

Расчеты всех теплопритоков свести в соответствующие таблицы.

Определяем теплоприток через ограждения (табл. 71).

Теплоприток от продуктов при их тепловой обработке (Вт):

$$Q_{2пр} = M_{пост} (i_{пост} - i_{вып}) \cdot 10^6 / (24 \cdot 3600).$$

Вместимость камер определяем из условия, что при  $t_b = -20^\circ\text{C}$  в камере находится мороженое мясо, а при  $t_b = 0^\circ\text{C}$  — яйцо в картонных коробках.

Камера №1:

$$B = F_{стр} \beta_r h_{тр} g_v = (18 \cdot 12) 0,7 \cdot 4,5 \cdot 0,35 = 238 \text{ т.}$$

Камеры № 2, 3:

$$B = (12 \cdot 6) 0,65 \cdot 4,5 \cdot 0,35 = 74 \text{ т (мороженое мясо).}$$

$$B = (12 \cdot 6) 0,65 \cdot 4,5 \cdot 0,24 = 51 \text{ т (яйцо в картонных коробках).}$$

Масса тары для яйца составляет 10 % массы продукта.

Температура мороженого мяса, поступающего на холодильник,  $t_{пост} = -8^\circ\text{C}$ , температура яйца, поступающего на холодильник,  $t_{пост} = 8^\circ\text{C}$ . Температура выпуска мороженого мяса  $t_{вып} = -20^\circ\text{C}$ , яйца  $t_{вып} = 0^\circ\text{C}$ .

Суточное поступление продуктов в камеру:

Камера №1:

$$M_{пост} = 238 \cdot 0,06 = 14,3 \text{ т в сутки — мороженое мясо.}$$

Камеры №2, 3:

$$M_{пост} = 74 \cdot 0,08 = 6 \text{ т в сутки — мороженое мясо;}$$

$$M_{пост} = 51 \cdot 0,08 = 4,1 \text{ т в сутки — яйцо.}$$

Удельную энтальпию продуктов определяют по приложению 14.





Теплоприток от тары для яйца (Вт)

$$Q_{2т} = M_{т.пост} \cdot c_{т} (t_{пост} - t_{вып}) \cdot 10^6 / (24 \cdot 3600),$$

где  $c_{т} = 2,3$  кДж/(кг · К) — удельная теплоемкость картона.

$$Q_{2т} = 0,41 \cdot 2,3(8 - 2) \cdot 10^6 / (24 \cdot 3600) = 65 \text{ Вт.}$$

Расчет теплопритока  $Q_2$  приводим в табл. 72.

### 72. Расчет теплопритока от продуктов при их холодильной обработке $Q_2$

Камера хранения	$t_i, ^\circ\text{C}$	$M_{пост}, \text{ т}$ в сутки	Удельная энтальпия продукта, кДж/кг		$\Delta i,$ кДж/кг
			поступившего	выпускаемого	
<i>Камера № 1</i>					
Мороженого мяса	-20	14,3	39,4	0	39,4
<i>Камера № 2</i>					
Яйца	-2	4,1	262,7	243,9	18,8
Мороженого мяса	-20	6,0	39,4	0	39,4
<i>Камера № 3</i>					
Яйца	-2	4,1	262,7	243,9	18,8
Мороженого мяса	-20	6,0	39,4	0	39,4

Продолжение табл. 72

Камера хранения	$M, \text{ т}$ в сутки	$Q_{2пр}, \text{ Вт}$	$Q_{2т}, \text{ Вт}$	$Q_2, \text{ Вт}$
<i>Камера № 1</i>				
Мороженого мяса	—	6520	—	6520
<i>Камера № 2</i>				
Яйца	0,41	892	65	957
Мороженого мяса	—	2736	—	2736
<i>Камера № 3</i>				
Яйца	0,41	892	65	957
Мороженого мяса	—	2736	—	2736

Теплоприток от наружного воздуха при вентиляции камер хранения яйца

$$Q_3 = V_{к\alpha} \rho_{в} (i_{н} - i_{в}) \cdot 10^3 / (24 \cdot 3600) = (72 \cdot 6,0) \cdot 3 \cdot 1,29(60 - 6) \cdot 10^3 / (24 \cdot 3600) = 1045 \text{ Вт.}$$

Теплопритоки  $Q_3$  на компрессор и камерное оборудование принимают одинаковыми.

Расчет эксплуатационных теплопритоков дан в табл. 73

### 73. Расчет эксплуатационных теплопотоков $Q_4$ , (Вт)

Камера хранения	$t_{в1}, ^\circ\text{C}$	$F_1, \text{м}^2$	$A_1, \text{Вт/м}^2$	$n$ , чело-век	$\Sigma N_{эл}, \text{кВт}$	$B_1, \text{Вт/м}^2$	$q_1, \text{Вт}$	$q_2, \text{Вт}$	$q_3, \text{Вт}$	$q_6, \text{Вт}$	$Q_4, \text{Вт}$	
											на компрес-сор	на камер-ное оборудо-вание
<i>Камера № 1</i>												
Моро- женого мяса	-20	216	2,3	3	4,0	8	497	1050	4000	1728	7275	7275
<i>Камеры № 2, 3</i>												
Яйца	0	72	2,3	2	6,0	15	166	700	6000	1080	7946	7946
Моро- женого мяса	-20	72	2,3	2	4,0	12	166	700	4000	864	5730	5730

Число камер на каждый температурный режим не превышает трех, поэтому  $Q_{4км} = Q_{4об}$ .

Теплопотоки  $Q_5$  для данных камер не определяют. Все рассчитанные значения теплопотоков заносят в сводную таблицу теплопотоков (табл. 74).

### 74. Сводная таблица теплопотоков в камеры холодильника

Камера хранения	$t, ^\circ\text{C}$	$Q_1, \text{Вт}$	$Q_2, \text{Вт}$	$Q_3, \text{Вт}$	$Q_4, \text{Вт}$	$\Sigma Q, \text{Вт}$
<i>Камера № 1</i>						
Мороженого мяса	-20	7714	6520	—	7275	21509
<i>Камера № 2</i>						
Яйца	-2	2050	957	1045	7946	12004
Мороженого мяса	-20	2510	2736	—	5730	10976
<i>Камера № 3</i>						
Яйца	-2	2828	957	1045	7946	12776
Мороженого мяса	-20	3287	2736	—	5730	11753

Для определения тепловой нагрузки на компрессор и камерное оборудование необходимо распределить его по температурам кипения, находя при этом температуры рассола и кипения хладагента (табл. 75)

### 75. Распределение тепловой нагрузки по температурам кипения

Камера хранения	$t, ^\circ\text{C}$	$t_6, ^\circ\text{C}$	$t_7, ^\circ\text{C}$	$t_0, ^\circ\text{C}$	$\Sigma Q_{обк}, \text{Вт}$		$\Sigma Q_{обб}, \text{Вт}$	
					$t_{01} = -15 ^\circ\text{C}$	$t_{02} = -15 ^\circ\text{C}$	$t_{01} = -35 ^\circ\text{C}$	$t_{02} = -35 ^\circ\text{C}$

#### *Камера № 1*

Мороженого мяса	-20	10	5	-35	—	21509	—	21509
--------------------	-----	----	---	-----	---	-------	---	-------

Камера хранения	$t, ^\circ\text{C}$	$t_n \cdot t_p, ^\circ\text{C}$	$t_p \cdot t_0, ^\circ\text{C}$	$t_0, ^\circ\text{C}$	$\Sigma Q_{\text{ком}}, \text{Вт}$		$\Sigma Q_{\text{об}}, \text{Вт}$	
					$t_{01} = -15 ^\circ\text{C}$	$t_{02} = -15 ^\circ\text{C}$	$t_{01} = -35 ^\circ\text{C}$	$t_{02} = -35 ^\circ\text{C}$
<i>Камера № 2</i>								
Яйца	-2	10	25	-15	12004	—	12004	—
Мороженого мяса	-20	10	5	-35	—	10976	—	10976
<i>Камера № 3</i>								
Яйца	-2	10	5	-15	12776	—	12772	—
Мороженого мяса	-20	10	5	-35	—	11753	—	11753
<b>Итого</b>					24780	44238	24780	44238

Холодопроизводительность компрессоров на каждую температуру кипения составляет:

$$t_0 = -15 ^\circ\text{C}; \quad Q_0 = \frac{1,05 \Sigma Q_{\text{ком}}}{b} = \frac{1,12 \cdot 24780}{0,92} = 30166 \text{ Вт} \approx 30,2 \text{ кВт};$$

$$t_0 = -35 ^\circ\text{C}; \quad Q_0 = \frac{1,07 \Sigma Q_{\text{ком}}}{b} = \frac{1,15 \cdot 44238}{0,92} = 55297 \text{ Вт} \approx 55,3 \text{ кВт},$$

где  $b = 22/24 = 0,92$ ; 22 — расчетное время работы компрессора, ч.

## Глава 14 МАЛЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

### 14.1. ТОРГОВОЕ ХОЛОДИЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

**Назначение и классификация торгового холодильного оборудования.** Различают следующие типы торгового холодильного оборудования: витрины, прилавки, прилавки-витрины, шкафы, сборные камеры, охлаждаемые столы, автоматы для продажи охлажденных напитков или фасованных мороженых продуктов.

Для предприятий общественного питания сейчас нужны новые для нашей страны виды торгового холодильного оборудования — охладители соков и напитков, льдогенераторы пищевого льда, фризеры мягкого мороженого, передвижные прилавки для хранения, демонстрации и реализации мороженых продуктов.

Торговое холодильное оборудование используют для непродолжительного хранения при пониженной температуре, демонстрации и продажи предварительно охлажденных или замороженных скоропортящихся пищевых продуктов.

Торговое холодильное оборудование разделяют на среднетемпературное (для охлажденных продуктов при температуре 0...8 °С) и низкотемпературное (для хранения замороженных продуктов и мороженого при температуре -13 °С и ниже).

Различают торговое холодильное оборудование для предприятий с продавцами и для магазинов самообслуживания типа «Универсам».

Торговые автоматы и полуавтоматы применяют для приготовления и отпуска напитков, продуктов питания или пищевого льда.

Витрины предназначены для демонстрации и продажи продуктов, прилавки — для продажи и хранения продуктов в торговом зале в течение рабочего дня, шкафы — для хранения рабочего запаса продуктов, сборные камеры для хранения запаса продуктов на несколько дней.

В торговом холодильном оборудовании применяют преимущественно машинное охлаждение с помощью компрессорных холодильных машин, работающих на R134a, R22, R502.

Существует индексация торгового холодильного оборудования: начальные буквы обозначают наименование оборудования: В — витрина, П — прилавок, ПВ — прилавок-витрина, ШХ — шкаф холодильный, КН — камера низкотемпературная.

Цифры после дефиса показывают внутренний объем в кубических метрах.

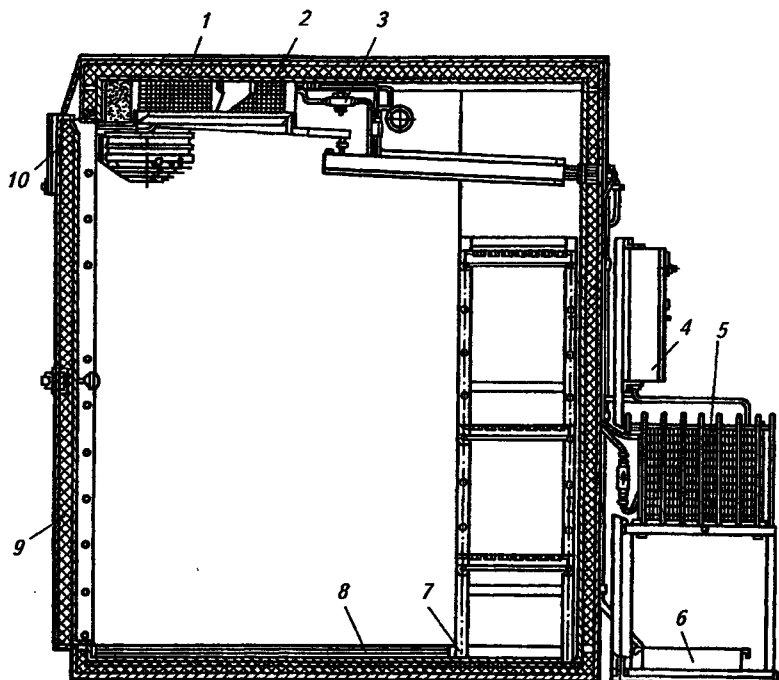
По конструктивному решению торговое холодильное оборудование подразделяют на следующие виды: закрытое, в котором доступ к хранящемуся продукту осуществляется через дверки или раздвижные створки; открытое с доступом к продукту через открытый проем; специализированное с контейнерной загрузкой.

К технико-экономическим показателям торгового холодильного оборудования относятся: температура воздуха в охлаждаемом объеме, внутренний объем, габаритные размеры, масса, коэффициент теплопередачи теплоизоляционного ограждения, коэффициент рабочего времени компрессора (не более 0,75), уровень звуковой мощности (не более 69 дБ), потребление электроэнергии за сутки, надежность, срок службы до списания (не менее 12 лет).

**Сборные холодильные камеры.** Сборные холодильные камеры предназначены для кратковременного хранения пищевых продуктов в предприятиях торговли, а также для охлаждения и хранения сырья, полуфабрикатов и готовых холодных блюд на предприятиях общественного питания.

Камеры изготовляют двух типов: среднетемпературные КХС для хранения охлажденных продуктов при 0...8 °С и низкотемпературные КХН для хранения замороженных продуктов при -18...-16 °С.

Конструктивно сборные холодильные камеры бывают трех типов — щитовые, панельные и блочные. Они различаются устройством элементов. Сборная камера КХС-2-6М показана на рис. 186.



**Рис. 186. Сборная камера КХС-2-6М:**

1 — теплоизоляционное ограждение; 2 — воздухоохладитель; 3 — терморегулирующий вентиль; 4 — щит управления; 5 — холодильный агрегат; 6 — емкость для сбора талой воды; 7 — стеллаж; 8 — настил; 9 — дверь; 10 — щит сигнализации

Наиболее перспективны панельные камеры, имеющие заливную теплоизоляцию — полиуретан марки ППУ-309М. Она вспенивается и застывает между наружной стальной и внутренней алюминиевой облицовками, образуя монолитную теплоизоляцию толщиной 60 мм. Конструкция панели получается легкой, прочной, герметичной, бескаркасной. Панели соединяют между собой с помощью встроенных быстродействующих стяжек.

Камеры щитового типа собирают на месте установки из отдельных унифицированных щитов заводского изготовления. Щиты состоят из деревянного каркаса, обшитого с двух сторон досками или стальными листами, между которыми помещена тепловая изоляция из пенополистирола толщиной 100 мм. Щиты соединяются стяжными болтами или «глухарями». В местах стыков герметичность достигается прокладкой профильной резиной.

Изготавливают камеры с полезным объемом 6; 12 и 18 м<sup>3</sup>. Все они имеют одинаковую высоту 2250 мм и ширину 2000 мм и различа-

ются только длиной: камера объемом 6 м<sup>3</sup> имеет длину 2000 мм, 12 м<sup>3</sup> — 3500, 18 м<sup>3</sup> — 5800 мм.

Техническая характеристика этих камер приведена в табл. 76.

**76. Техническая характеристика среднетемпературных сборных камер типа КХС**

Камера	Охлаждаемый объем, м <sup>3</sup>	Количество загружаемого продукта, кг	Марка холодильного агрегата
КХС-2-6	6	600	BCэ1250
КХС-2-6Ю	6	600	ФАК-1,5 МЗ
КХС-2-12	12	1200	ФАК-1,5 МЗ
КХС-2-12Ю	12	1200	BCэ 1250 (два агрегата)
КХС-2-18	16,5	1800	4 Ф-00

**Холодильные шкафы.** Холодильные шкафы предназначены для хранения запаса продуктов в торговом зале у рабочих мест продавцов, а также для хранения полуфабрикатов и готовых блюд в производственных цехах предприятий общественного питания.

Холодильные шкафы изготавливают в двух исполнениях: для районов с умеренным климатом при температуре окружающего воздуха 12...32 °С и относительной влажности 80...35 %, для южных районов — при температуре 12...40 °С и относительной влажности 80...40 %.

Шкаф ШХ-0,40 (рис. 187, а) имеет полезный объем 0,4 м<sup>3</sup>. Холодильный агрегат расположен под охлаждаемой камерой. Теплоизоляционный материал — пенопласт.

В верхней части камеры расположен ребристо-трубный испаритель, под ним расположен поддон для слива талой воды, откуда через сливную трубку она отводится в бачок. В камере предусмотрены решетки для пищевых продуктов, которые перемещаются по высоте.

В верхней части камеры укреплено реле температуры, которое управляет работой холодильного агрегата. Дросселирование и заполнение испарителя хладагентом R134a осуществляется с помощью терморегулирующего вентиля ТРВ-0,5М.

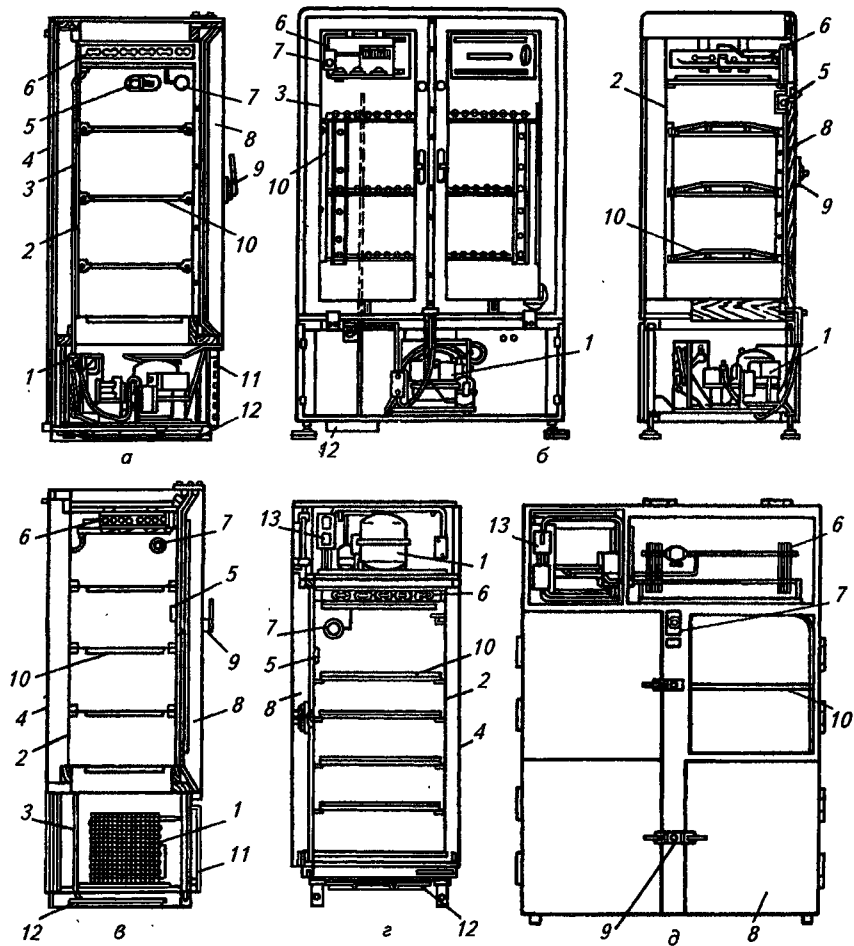
Шкаф комплектуется электрощитом и автоматическим выключателем от токов короткого замыкания.

Шкаф ШХ-0,8М конструктивно аналогичен шкафу ШХ-0,4М, однако имеет две двери и охлаждается более мощным агрегатом BC-0,45~3.

Шкаф ШХ-1,2С имеет верхнее расположение холодильного агрегата BC-0,7~3. Для доступа в охлаждаемую камеру предусмотрены четыре двери, полезный объем 1,2 м<sup>3</sup>.

Принципиально конструкции шкафов идентичны, разница состоит в толщине изоляции, числе дверей и в расположении холодильного агрегата (рис. 187).

Данные о шкафах приведены в таблице 77.



**Рис. 187. Среднетемпературные шкафы:**

*а* — ШХ-0,40М; *б* — ШХ-0,56; *в* — ШХ-0,80М; *г* — ШХ-0,80Ю; *д* — ШХ-1,2С; 1 — агрегат холодильный; 2 — короб внутренний; 3 — трубка сливная; 4 — облицовка наружная; 5 — светильник; 6 — испаритель; 7 — реле температуры; 8 — дверца; 9 — замок дверцы; 10 — решетка для продуктов; 11 — решетка машинного отделения; 12 — бачок сбора талой воды; 13 — панель защиты



### 77. Характеристика холодильных шкафов

Шкаф	Внутренний объем, м <sup>3</sup>	Масса, кг	Количество загружаемого продукта, кг	Температура, °С	Марка холодильного агрегата
ШХ-0,40М	0,4	180	80	1...3	BCp 400 16
ШХ-0,56	0,56	210	125	1...3	BCp 400 16
ШХ-0,80М	0,8	300	160	1...3	BC 500
ШХ-0,80Ю	0,8	275	150	1...3	BC 630
ШХ-1,2С	1,2	400	250	1...3	BC-0,7~3

Сейчас разработаны новые модели шкафов ШХ-0,71, ШХ-1,40, ШХ-1,40К. В них могут размещаться функциональные емкости и передвижные стеллажи. В этих шкафах использован ряд прогрессивных решений: заливочная теплоизоляция из пенополиуретана, система автоматического оттаивания, принудительная циркуляция воздуха в охлаждаемом объеме, использованы холодильные агрегаты BC-400, BC-630.

**Охлаждаемые прилавки и витрины.** Прилавки и витрины устанавливают непосредственно в торговом зале магазинов и на предприятиях общественного питания. Конструктивные особенности охлаждаемых прилавков и витрин зависят от способа продажи продуктов.

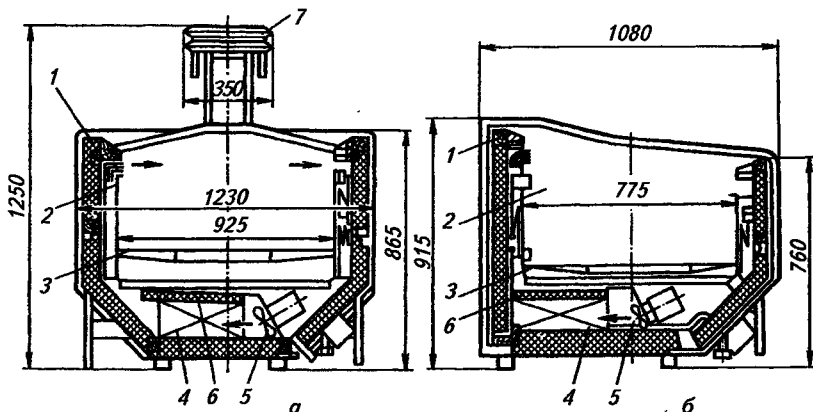
На предприятиях самообслуживания витрины имеют открытую поверхность для свободного доступа покупателей к продуктам.

Наша промышленность выпускает различные модели прилавков, витрин и их комбинаций. Температура в охлаждаемом объеме закрытых среднетемпературных прилавков составляет 2...5 °С, низкотемпературных — не выше -13 °С, этот режим должен соблюдаться при температуре окружающего воздуха 32 °С.

Холодильные агрегаты, охлаждающие витрины и прилавки могут размещаться в машинном отделении самой витрины, и может быть организовано централизованное холодоснабжение.

В больших магазинах самообслуживания типа «Универсам» применяют секционные открытые охлаждаемые витрины ПХС-2-2. Линии охлаждаемых витрин монтируют из отдельных секций, которые стыкуют по торцам. Витрины, размещаемые в середине торгового зала, называют островными, а расположенные вдоль стен торгового зала — пристенными. Секционные открытые витрины ПХС-2-2 (рис. 188, а) островного типа поставляют в комплекте из трех секций длиной 1800 мм каждая и одного вынесенного холодильного агрегата АК4,5-1-2 с бессальниковым компрессором и конденсатором водяного охлаждения.

Корпус секции состоит из деревянного каркаса, который снаружи облицован стальными листами, покрытыми эмалью, теплоизолирован пенопластом марки ПС-Б. Сверху борта прилавка окантованы коррозионно-стойкой полированной сталью. Вдоль бортов проходят всасывающий и нагнетательный воздушные вен-



**Рис. 188. Секционные среднетемпературные витрины:**

*а* — островного типа ПХС-2-2; *б* — пристенная ПХС-2-1,25; 1 — теплоизоляционный короб; 2 — металлическая ванна полезного охлаждаемого объема; 3 — решетка для размещения продуктов; 4 — ребристый испаритель; 5 — осевой вентилятор; 6 — теплоизоляционная прокладка; 7 — неохлаждаемая полка

тиляционные каналы. На выходе из нагнетательного канала расположены жалюзи, равномерно распределяющие поток воздуха, который образует однослойную горизонтальную завесу.

Охлаждаемый объем прилавка открыт сверху и освещается полкой-светильником. Дно секции прилавка выполнено с уклоном и имеет патрубок для слива талой воды.

С помощью вентилятора мощностью 16 Вт организуется принудительное движение воздуха и создается равномерное температурное поле в охлаждаемом объеме.

Оттаивание инея с испарителей прилавка осуществляется теплотой окружающей среды при автоматической остановке холодильного агрегата на 50 мин два или три раза в сутки с помощью программного реле времени и реле температуры. Холодильный агрегат включается в работу, когда температура воздуха в охлаждаемом объеме повысится до 4...7 °С.

Низкотемпературный прилавок островного типа ПХН-2-2 по конструкции аналогичен прилавку ПХС-2-2. Воздух, проходя по каналам, образует дополнительную завесу, и образуется двухслойная воздушная завеса, которая предохраняет продукты от нагревания окружающим воздухом. Температура воздуха в охлаждаемом объеме не выше -13 °С.

Пристенная витрина ПХС-2-1,25 показана на рис. 188, б. Среднетемпературные охлаждаемые прилавки-витрины (рис. 189, а) состоят из двух охлаждаемых отделений: закрытого прилавка и расположенной над ним остекленной витрины.

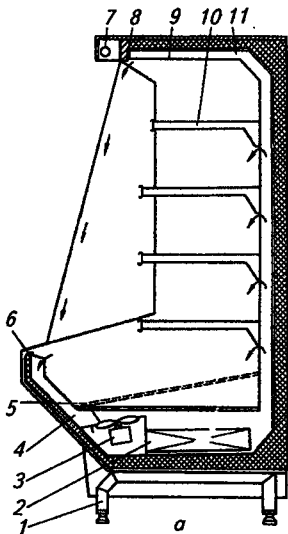
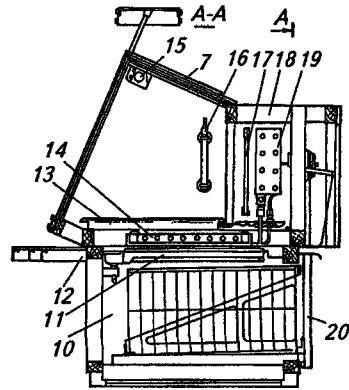
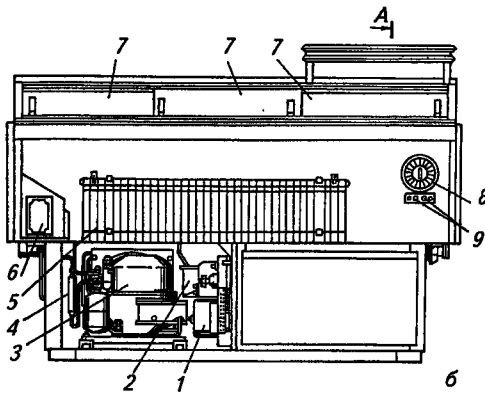


Рис. 189. Витрины и прилавки:

*a* — среднетемпературная пристенная многоярусная витрина: 1 — опора; 2 — испаритель; 3 — вентилятор; 4 — панель теплоизолированная; 5 — решетка для продуктов; 6 — канал всасывающий вентиляционной системы; 7 — лампа люминесцентная; 8 — жалюзи распределительное; 9 — облицовка внутренняя; 10 — полка для продуктов; 11 — канал нагнетательный вентиляционной системы; *б* — прилавок ТАИР-106: 1 — электропитание; 2 — емкость талой воды; 3 — агрегат холодильный; 4 — машинное отделение; 5 — решетка; 6 — емкость; 7 — створки; 8 — термореле; 9 — тумблеры; 10 — прилавок охлаждаемый; 11 — поддон; 12 — полка; 13 — противень; 14 — испаритель прилавка; 15 — лампа; 16 — термометр; 17 — шиток; 18 — стол; 19 — испаритель витрины; 20 — дверцы



Товары продаются непосредственно из витрины. В магазинах и на предприятиях общественного питания используют прилавки-витрины «Пингвин-ВС», ТАИР-106 (рис. 189, б) и ТАИР-146.

Прогрессивным направлением в торговле является применение витрин для продажи упакованных продуктов из контейнеров (рис. 190). Товары, упакованные на продуктовых базах и пищевых предприятиях, доставляют в магазины изотермическим автотранспортом в контейнерах, которые размещают в охлаждаемом оборудовании торгового зала. Это позволяет не прибегать к ручному труду при фасовании продуктов, а также избежать промежуточных операций складирования. В таких витринах воздух охлаждается до температуры  $0...5^{\circ}\text{C}$ .

**Холодильные агрегаты для торгового холодильного оборудования.**  
 Выпускают следующие холодильные агрегаты производительностью от 0,3 до 3 кВт: с поршневыми герметичными компрессорами — типов ВС, Всэ, ВН, ВВ, с ротационными герметичными компрессорами — ВСр и ВВр, с поршневыми сальниковыми компрессорами — ФАК, ФВ, Ф.

Холодильные агрегаты холодопроизводительностью от 3 до 20 кВт типа АВ имеют конденсатор воздушного охлаждения, типа АК — конденсатор водяного охлаждения.

Агрегаты высокотемпературного исполнения ВВ работают на R12 в диапазоне  $t_0 = -10...+10^\circ\text{C}$ ; среднетемпературного ВС и Всэ на R134а при  $t_0 = -25...-10^\circ\text{C}$ , низкотемпературного исполнения ВН — в диапазоне  $t_0 = -40...-25^\circ\text{C}$  на R22. Агрегаты рассчитаны на длительную работу при температуре конденсации хладагента не более  $55^\circ\text{C}$ .

Холодильные агрегаты состоят из унифицированных узлов и деталей: герметичного компрессора, ребристо-трубного конденсатора воздушного охлаждения, диффузора с вентилятором и электродвигателем.

Все узлы смонтированы на стальной штампованной раме и соединены между собой трубопроводами. Агрегаты имеют единую компоновку узлов, удобную для технического обслуживания и ремонта.

Общий вид агрегата типа АКВ показан на рис. 191, а, б, а схема — на рис. 191, в. Общий вид агрегата АКФВ-4М приведен на рис. 192.

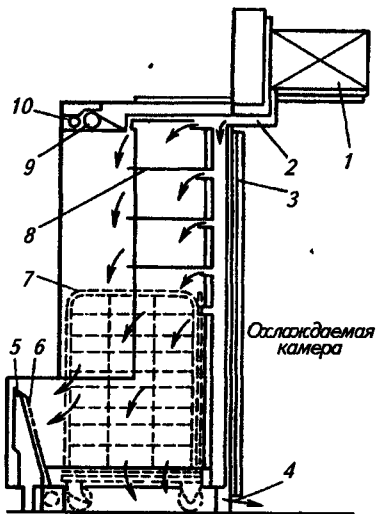
Агрегат подключают в сеть переменного тока частотой 50 Гц на номинальное напряжение 220/380В (трехфазную); 220В (однофазную).

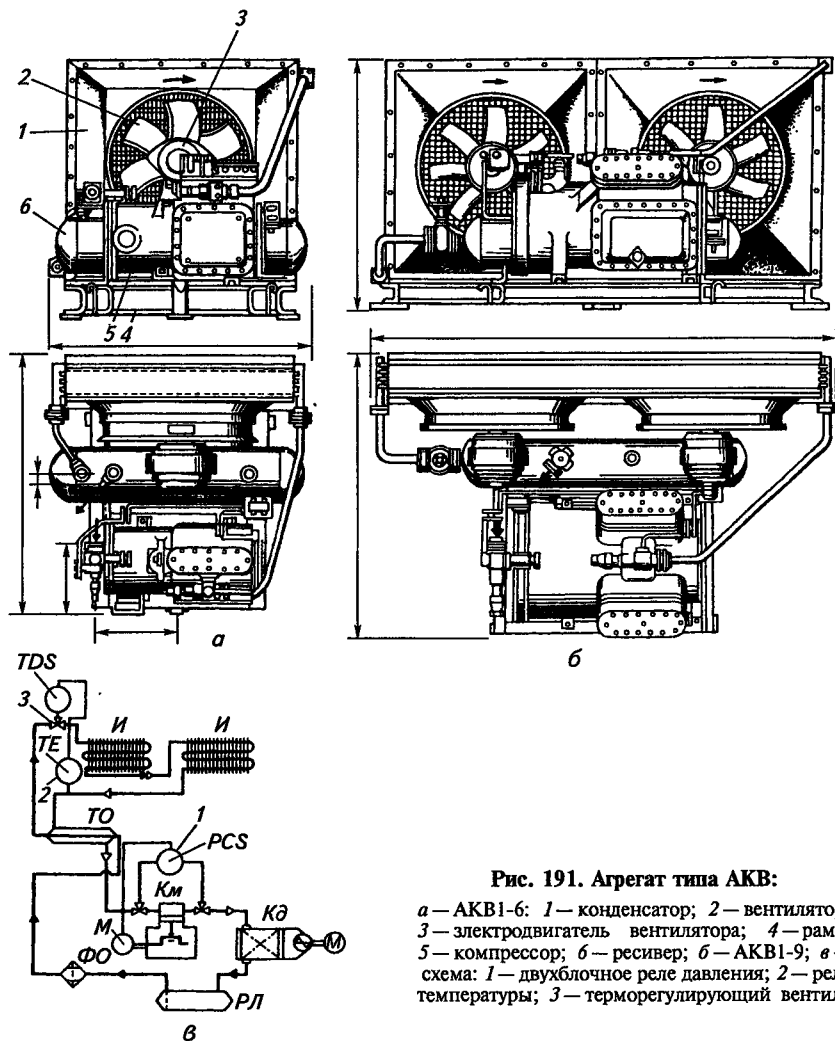
Допустимое отклонение напряжения составляет  $-15...10\%$ . С агрегатами поставляют щиты электрооборудования, на которых установлены пусковая и защитная аппаратура, а также ребристые эмульсионные сухие испарители или воздухоохладители и приборы автоматики.

В качестве приборов, регулирующих заполнение испарителей

**Рис. 190. Витрина для продажи продуктов из контейнеров с загрузкой с задней стороны:**

- 1 — воздухоохладитель; 2 — воздуховод; 3 — дверь; 4 — канал; 5 — теплоизоляция; 6 — жалюзи; 7 — контейнер; 8 — полка; 9 — шторка; 10 — лампа люминесцентная





**Рис. 191. Агрегат типа АКВ:**

*a* — АКВ1-6: 1 — конденсатор; 2 — вентилятор; 3 — электродвигатель вентилятора; 4 — рама; 5 — компрессор; *б* — ресивер; *б* — АКВ1-9; *в* — схема: 1 — двухблочное реле давления; 2 — реле температуры; 3 — терморегулирующий вентиль

хладагентом, применяют терморегулирующие вентили либо капиллярные трубки, для регулирования температуры в объекте — реле температуры.

Технические характеристики агрегатов для торгового холодильного оборудования, работающих на хладагентах R12 и R22, приведены в табл. 78.

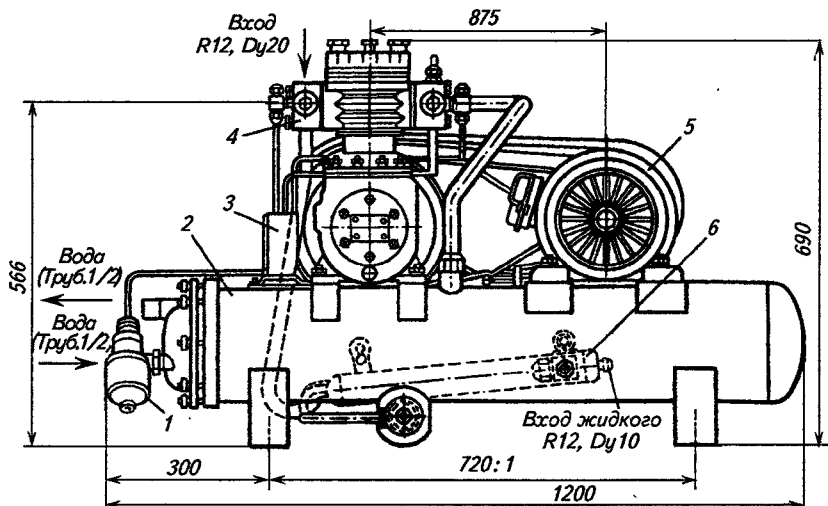


Рис. 192. Агрегат АКФВ-4М:

1 — вентиль водорегулирующий; 2 — конденсатор; 3 — реле давления; 4 — компрессор; 5 — электродвигатель; 6 — теплообменник

#### 78. Характеристика агрегатов для торгового холодильного оборудования

Агрегат	Холодопроизводительность, кВт	Масса агрегата, кг	Марка компрессора	Хладагент	Количество хладагента, кг
BC 500	0,530	38,5	ФГ 0,45 З	R12	1,4
BC 630	0,645	44,0	ФГ 0,55 З	R12	1,4
BC 800	0,815	47,0	ФГ 0,7 З	R12	2,0
Всэ 800	0,815	47,0	ФгэС 0,7 З	R12	2,0
Всэ 1250	1,250	56,0	ФгэС 1,1 З	R22	1,5
BC 1250	1,280	53,0	ФГ 1,1 З	R12	2,7
ВН 250	0,270	40,0	ФГН 0,22 З	R22	2,4

#### 14.2. БЫТОВЫЕ ХОЛОДИЛЬНИКИ

**Классификация бытовых холодильников.** Бытовой холодильник — это последнее звено непрерывной холодильной цепи, которое обеспечивает хранение пищевых продуктов до момента их потребления.

Бытовые холодильники относятся к изделиям длительного пользования и высокой эксплуатационной надежности. Подавля-

ющее большинство отечественных холодильников безотказно работает в течение 15 и более лет.

Полезный объем в бытовых холодильниках измеряется в кубических дециметрах (в литрах) и обычно составляет от 25 до 500 дм<sup>3</sup>. Масса продуктов, которая может одновременно храниться в домашнем холодильнике, определяется из расчета 1 кг на 6...8 дм<sup>3</sup> объема.

Бытовые холодильники разделяют:

по типу охлаждающего устройства — на компрессионные, абсорбционные и термоэлектрические (полупроводниковые);

по назначению — на однокамерные для хранения охлажденных продуктов, двухкамерные для раздельного хранения в одном шкафу охлажденных и замороженных продуктов и низкотемпературные (морозильники) для хранения замороженных продуктов;

по типу шкафа — на напольные и настенные, встроенные и настольные.

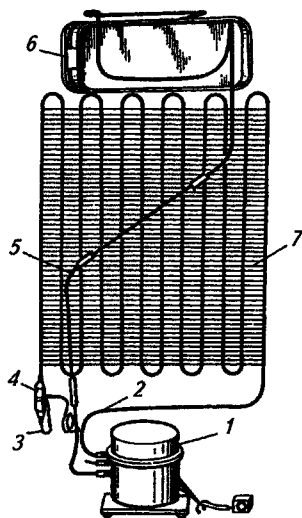
Холодильники рассчитаны на работу в условиях температуры окружающего воздуха не выше 32 °С и относительной влажности 70 %. При более высокой температуре их эксплуатационные показатели значительно ухудшаются.

**Устройство бытовых холодильников.** Бытовые холодильники различных типов устроены в основном одинаково. Главные элементы бытового холодильника — это теплоизолированный шкаф и герметичный холодильный агрегат (рис. 193).

Холодильный шкаф наиболее распространенной конструкции имеет два корпуса: наружный и внутренний. Наружный стальной корпус шкафа покрывают синтетической эмалью горячей сушки, обычно белого цвета.

Холодильную камеру выполняют цельнометаллической или из пластмасс.

Пластмассовые холодильные камеры изготавливают вакуум-формированием из листового ударопрочного полистирола толщиной 4...6 мм. Такие камеры не нуждаются в защитных покрытиях и гигиеничны. Однако они менее прочны, чем остальные, менее стойки к стиранию, на них могут появляться пятна от продуктов, они нуждаются в более тщательном уходе.



**Рис. 193. Компрессионный холодильный агрегат с одним испарителем:**

1 — компрессор; 2 — нагнетательный трубопровод; 3 — дроссельная капиллярная трубка; 4 — фильтр-осушитель; 5 — всасывающий трубопровод; 6 — испаритель; 7 — конденсатор

В качестве теплоизоляционных материалов применяют высокоэффективные материалы, главным образом стеклянную вату, пенопласты и пенополиуретан.

Холодильная камера закрывается дверью, плотность прилегания обеспечивается резиновой окантовкой. В последнее время находит применение магнитная резина, представляющая собой эластичный магнит (феррит бария в смеси с каучуком), который при закрывании двери плотно притягивается к отбортовке наружного корпуса шкафа.

Конденсаторы бытовых холодильников выполняют с воздушным охлаждением. Они бывают ребристыми и листотрубными. Ребристый конденсатор представляет собой змеевик из стальных или медных труб внутренним диаметром 3...4 мм с проволочным оребрением (см. рис. 91, б).

Листотрубный щитовой конденсатор выполняют в виде змеевика из горизонтальных или вертикальных труб, припаянных или плотно прижатых к стальному листу.

Испарители бытовых холодильников изготавливают листотрубными прокатно-сварным методом из алюминиевых листов.

Дросселирующим органом в холодильных агрегатах бытовых холодильников служит капиллярная трубка диаметром 0,80...0,85 мм и длиной 2...4 м. Для осуществления теплообмена между паром, идущим из испарителя, и жидким хладагентом, идущим в испаритель, капиллярную трубку припаивают к всасывающей трубе на длине 1,2...1,5 м. Перед капиллярной трубкой устанавливают осушительный патрон с цеолитом (рис. 193). Остальные параметры ряда бытовых холодильников даны в табл. 79.

**79. Основные параметры бытовых холодильников**

Модель	Объем камеры, дм <sup>3</sup>		Температура в морозильной камере $t_m$ , °С
	общей	морозильной	
<i>Однокамерные холодильники</i>			
КС-140	140	20	-12
КШ-180	180	20/30	-12/-18
КШ-220	220	30/40	-12/-18
КШ-260	260	30/40	-12/-18
КШ-280	280	30/40	-18
<i>Двухкамерные холодильники</i>			
КШД-270/80	270	80	-18
КШД-300/60	300	60	-18
КШД-300/80	300	80	-18
КШД-350/80	350	80	-18
<i>Морозильники</i>			
МКС-120	120	—	-18
МКС-160	160	—	-18
МКС-200	200	—	-18



## Контрольные вопросы и задания

1. Перечислите признаки, по которым классифицируют торговое холодильное оборудование.
2. Что относится к технико-экономическим показателям торгового холодильного оборудования?
3. Каковы особенности конструкций сборных камер и холодильных шкафов?
4. Чем отличаются бытовые холодильники компрессорного типа от абсорбционных?
5. Какую роль играет капиллярная трубка в бытовом компрессорном холодильнике?

*Практическое занятие 20. Изучение конструкции и принципа работы агрегатов для торгового холодильного оборудования и бытового холодильника с целью приобретения практических навыков по их разборке, монтажу, определению неисправностей в работе и их устранению.*

## Глава 15 ЕСТЕСТВЕННЫЙ И ИСКУССТВЕННЫЙ ЛЕД

### 15.1. ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВОДНОГО ЛЬДА

Водный лед в качестве источника холода человек использует с древних времен. Температуры, которые могут быть получены с помощью водного льда, оказываются достаточными для охлаждения пищевых продуктов и хранения охлажденных грузов. В случае применения льдосоляного охлаждения достигаются более низкие температуры, позволяющие замораживать и хранить мороженые грузы. Сегодня наряду с наиболее распространенным машинным охлаждением используют охлаждение с помощью искусственного и естественного водного льда. Этому способствуют как доступность льда, так и его особые свойства — большая скрытая теплота плавления 335 кДж/кг и достаточно низкая температура тающего льда.

Лед в нашей стране используется для нужд холодильного транспорта, пищевой, химической промышленности, сельского хозяйства и торговли. Ежегодно производится до 4 млн т искусственного технического и пищевого водного льда. Естественного льда заготавливают обычным и механизированным способами около 15...20 млн т в год. Сухого льда выпускают около 100 тыс. т в год.

Водный лед — твердое вещество с кристаллической структурой, образующееся при затвердевании воды. Особенность процесса затвердевания воды — это ее расширение при переходе в твердое состояние. При затвердевании чистая вода расширяется почти на 10 %; у соленой воды увеличение объема происходит на меньшую величину.

Температура плавления льда (или замерзания воды) понижается с повышением давления. В лабораторных условиях при давле-

нии 4000 МПа можно получить лед, который будет плавиться при температуре 175 °С. При атмосферном давлении лед плавится при 0 °С, плотность льда  $\rho_{\text{л}} = 917 \text{ кг/м}^3$ , теплоемкость водного льда  $c_{\text{л}} = 2,1 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ , коэффициент теплопроводности  $\lambda_{\text{л}} = 2,2 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ .

Физико-механические свойства льда при температуре 0 °С и атмосферном давлении таковы. Разрушающее напряжение при сжатии составляет 3,6 МПа, при растяжении — 1,2, при скалывании — 0,6 МПа.

При понижении температуры на 1 °С разрушающие напряжения увеличиваются на 5 %. Рост напряжений происходит до температуры –20 °С. При медленных деформациях лед пластичен, при быстрых — хрупок.

Приведенные выше данные относятся к монолитному льду из чистой воды. Морская вода замерзает при температуре –1,91 °С, при дальнейшем понижении температуры до –8,2 °С начинается осаждение сульфата натрия, и при температуре –23 °С из раствора выпадает хлорид натрия. Так как часть рассола при кристаллизации уходит из льда, многолетний морской лед настолько опресняется, что из него можно получать питьевую воду.

## 15.2. РАЗЛИЧНЫЕ СПОСОБЫ ЗАГОТОВКИ ЕСТЕСТВЕННОГО ВОДНОГО ЛЬДА

Климатические условия нашей страны позволяют на значительной территории заготавливать естественный лед и тем самым аккумулировать естественный зимний холод.

Применяют три основных способа заготовки естественного льда: из водоемов; послойным намораживанием на площадках; намораживанием сосулек в градирнях.

Заготовленный зимой водный лед хранят в льдохранилищах, где создают запасы, необходимые для охлаждения заданных объектов в весенне-летне-осенний период.

Льдохранилища бывают временного и постоянного типов.

**Заготовка льда из водоемов.** Лед заготавливают путем выколки или вырезки льда, образовавшегося зимой на поверхности рек, озер или морей. Водоем должен иметь достаточно чистую воду, глубину не менее 0,75 м и удобные берега для вывозки льда.

Лед заготавливают во второй половине зимы, когда толщина его достигает 20...30 см. Для получения более ровных блоков вначале ледяное поле размечают на прямоугольники размерами 0,8×0,6 или 1,0×0,7 м, а затем лед выкалывают ломami или выпиливают, извлекают из воды (с помощью лебедок и транспортеров) и перевозят к месту хранения.

Недостатки этого способа заготовки — низкое качество льда из-за возможной загрязненности водоемов и загрязненности льда

во время перевозки; большие потери при хранении в результате неплотной укладки блоков, а также трудоемкость и значительные первоначальные затраты.

**Заготовка льда послойным намораживанием.** Заготовку льда осуществляют на площадках, расположенных вблизи мест потребления. Лед наращивают на площадке монолитным массивом, называемым бунтом.

Площадка имеет форму прямоугольника, ее засыпают шлаком или гравием слоем толщиной не менее 15 см и застилают старыми досками, создавая уклон для стока талой воды. Для сбора и отвода стаявшей воды вокруг всей площади на расстоянии 1 м выкапывают канаву глубиной 0,5 м. Вокруг площадки ставят временный деревянный борт высотой примерно 0,5 м и из шланга наливают тонкими слоями водопроводную воду.

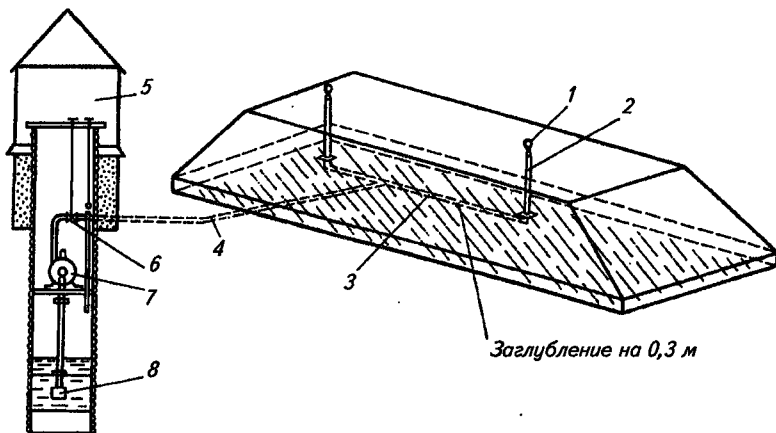
Толщина слоя льда, намораживаемого в течение суток, зависит от температуры и скорости движения воздуха. Так, при скорости ветра 1 м/с и температуре воздуха  $-5^{\circ}\text{C}$  за сутки можно наморозить слой льда 15 мм, а при  $-10^{\circ}\text{C}$  — 30,  $-15^{\circ}\text{C}$  — 50 и при  $-20^{\circ}\text{C}$  — 70 мм. В ветреную погоду интенсивность намораживания возрастает в 2...3 раза.

Когда толщина слоя достигнет верхнего края борта, деревянный борт открывают и устанавливают на поверхность замороженного слоя льда на расстоянии от краев, примерно равном высоте борта. После этого приступают к намораживанию следующего слоя льда. В результате получается ступенчатый ледяной массив.

После окончания намораживания бунту придают форму, удобную для укрытия. Уступы засыпают дробленым льдом или скалывают выступы для получения ровной поверхности боковых откосов, необходимой для укрытия.

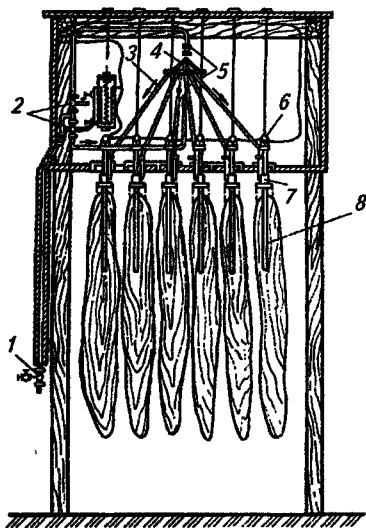
При намораживании больших бунтов (более 1000 т) целесообразно применять гидромеханизированный способ. В этом случае вода разбрызгивается на площадке форсунками. Пульт управления подачей воды устанавливают в утепленной будке, расположенной вблизи площадки. Лед, замороженный гидромеханизированным способом, дешевле льда, заготовленного на площадках вручную, более чем в 2 раза и в 4...5 раз дешевле льда, заготовленного из водоемов. Лед получают чистый, но мутный. Недостатки заготовки льда послойным намораживанием — трудоемкость выколки льда из монолитного бунта и потери при раздроблении льда. Этот способ применяют в северной и средней климатических зонах, где можно наморозить бунт высотой 3...5 м (рис. 194).

**Заготовка льда намораживанием в градирнях.** Этот способ применяют в местностях со сравнительно мягкими зимами, где температура не бывает ниже  $-2...-3^{\circ}\text{C}$ . Градирня (рис. 195) представляет собой трехъярусное деревянное сооружение этажерочного типа высотой 6...7 м с расстоянием между ярусами 2 м. На ярусах укладывают жерди с расстоянием 25...30 см. Над верхним ярусом



**Рис. 194. Брызгальная установка Н. Т. Кудряшова:**

1 — форсунка; 2 — стояк; 3 — распределительный коллектор; 4 — подземный трубопровод; 5 — тепляк; 6 — трехходовой кран; 7 — насос; 8 — фильтр



**Рис. 195. Градирня для намораживания льда конструкции И. А. Клейменова:**

1 — общий вентиль подачи воды; 2 — вентили подачи воды; 3 — резиновый шланг; 4 — гофрированный диск; 5 — форсунки; 6 — подвеска; 7 — воронка; 8 — стальная труба.

располагают форсунки для разбрызгивания водопроводной воды. Вода, стекая вниз, замерзает на жердях в виде сосулек. За 3...4 дня на жердях намерзают сосульки длиной до 2 м. Их скалывают и укладывают в льдохранилище. Для облегчения скалывания применяют электронагреватели, которые обеспечивают автоматическое оттаивание сосулек.

**Льдохранилища.** *Льдохранилища временного типа.* Они представляют собой укрытые бунты намороженного или заготовленного из водоемов льда (рис. 196). Площадку под льдохранилище подготавливают так же, как и перед послойным намораживанием. Форма бунта должна быть удобна для укрытия. Бунты закрывают соломенными матами, а затем засыпают тепловой изоляцией (опилки, торфяная крошка, костра и болотный мох). Чтобы предотвратить оползание теплоизоляционного покрытия, у основания бунта по всему периметру делают откосы из изоляционного материала и ставят деревянные борта.

Толщина теплоизоляционного укрытия составляет 0,50...0,75 м в северной зоне, 0,75...1,0 м — в средней.

Из льдохранилища временного типа лед выкалывают в ранние утренние часы с торцевой стороны, обращенной на север. После выборки льда бунт закрывают матами и опилками.

Недостаток таких льдохранилищ — относительно большие потери от таяния льда и загрязнения укрывочными материалами. Размер потерь составляет 15...20 % количества заготовленного льда для северной зоны и 20...30 % для средней. В южной зоне применять такие хранилища нецелесообразно.

*Льдохранилища постоянного типа.* Они представляют собой здания с ограждениями, имеющими тепловую изоляцию. Для сооружения таких льдохранилищ требуются большие капитальные затраты, но они во многом окупаются. Однако в нашей стране льдохранилища постоянного типа для естественного льда не нашли распространения, и главным образом потому, что большую

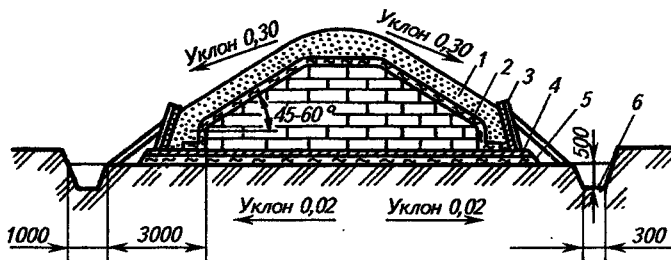


Рис. 196. Льдохранилище временного типа:

1 — теплоизоляция опилками; 2 — соломенные маты; 3 — подпорный шиток из горбылей или досок, 4 — доски; 5 — шлак или гравий; 6 — желоб для стока воды

часть льда заготавливают способом послойного намораживания. В этом случае естественным является укрытие намороженного бунта, т. е. применение льдохранилищ временного типа.

Количество заготовленного льда должно быть значительно больше количества льда, необходимого для охлаждения, на величину потерь при его хранении, выколке, дроблении и транспортировании. Все эти потери составляют 25...40 %.

### 15.3. ПРОИЗВОДСТВО ИСКУССТВЕННОГО ВОДНОГО ЛЬДА

Искусственное замораживание воды осуществляется холодильными машинами в специальных аппаратах — льдогенераторах. В них используют непосредственное и рассольное охлаждение.

По производительности льдогенераторы разделяют на малые производительностью до 100 кг/ч, средние производительностью до 40 т в сутки и крупные производительностью свыше 40 т в сутки.

По форме изготавливаемого льда бывают льдогенераторы блочного, чешуйчатого, снежного, кубикового льда и др.

Льдогенератор блочного льда. Наиболее распространены льдогенераторы с рассольным охлаждением (рис. 197). Блоки льда получают замораживанием воды в льдоформах, опущенных в рассол температурой  $-10...-12^{\circ}\text{C}$ .

Льдогенератор имеет сварной прямоугольный бак из листовой стали толщиной 6...8 мм. Дно и стенки бака покрывают теплоизоляцией толщиной 200 мм, сверху бак закрывают деревянными щитами. Бак разделен продольной перегородкой на два неодинаковых по величине отделения, сообщающихся друг с другом. В меньшем отделении бака размещены испарительные секции 9 холодильной машины, в большем — льдоформы 3, соединенные металлической рамой.

Бак льдогенератора заполнен рассолом, который циркулирует со скоростью 0,5...0,7 м/с под действием винтовых мешалок 8.

Льдоформы изготавливают из оцинкованной стали в виде усеченной пирамиды с обращенной вниз вершиной для облегчения удаления льда из форм. Сечение формы квадратное или прямоугольное. Масса блоков льда в формах 12,5...50 кг.

Формы заполняются водой на 90 % специальным наполнительным устройством 1, которое одновременно заполняет все формы одной рамы. Рамы с формами передвигаются вдоль бака толкающим механизмом 7, который работает от ручного привода или электропривода. Загрузка форм с водой и выгрузка их со льдом осуществляются подъемным механизмом 2. Для выемки блоков льда из форм их опускают в оттаивательный сосуд 6, который устанавливают у торцевой стенки льдогенератора. Продолжительность оттаивания блоков при температуре воды в сосуде  $35...40^{\circ}\text{C}$  составляет 2...3 мин.

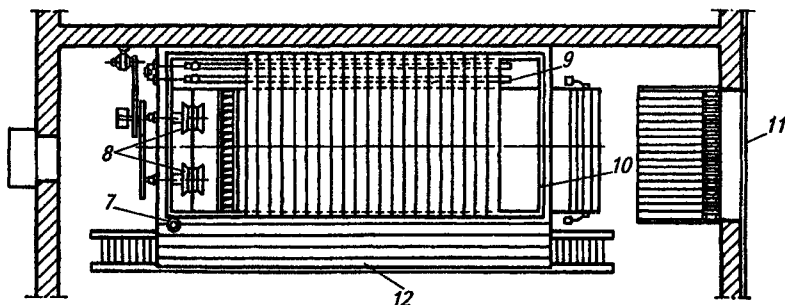
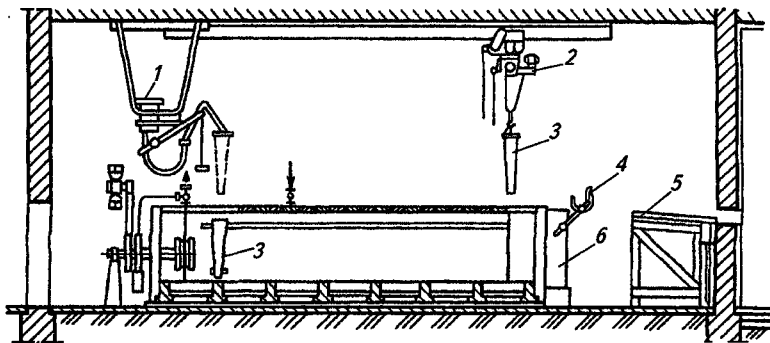


Рис. 197. Льдогенератор блочного льда с рассольным охлаждением:

1 — наполнительное устройство; 2 — подъемный механизм; 3 — льдоформы; 4 — опрокидывающее устройство; 5 — льдоскат; 6 — оттаивательный бачок; 7 — толкающий механизм; 8 — мешалки; 9 — испарительная секция; 10 — бак; 11 — льдохранилище; 12 — помост для обслуживания

После оттаивания рама с льдоформами с помощью устройства 4 опрокидывается на льдоскат 5, и готовые блоки льда направляются в льдохранилище. Освободившаяся от льда рама с льдоформами устанавливается подъемным механизмом под наполнительное устройство и после заполнения водой опускается в бак с рассолом.

Продолжительность замораживания зависит от размеров льдоформ, температуры рассола, скорости его движения и первоначальной температуры воды. В таких льдогенераторах получают технический и пищевой мутный и прозрачный лед. Для получения прозрачного льда в формы вдувается сжатый воздух, который перемешивает воду и увлекает пузырьки воздуха из нее.

Производство блочного льда в рассольных льдогенераторах, несмотря на широкое распространение, имеет существенные недостатки — большая металлоемкость установки, значительные размеры ее, быстрая коррозия форм и бака, сложность автоматизации и др.

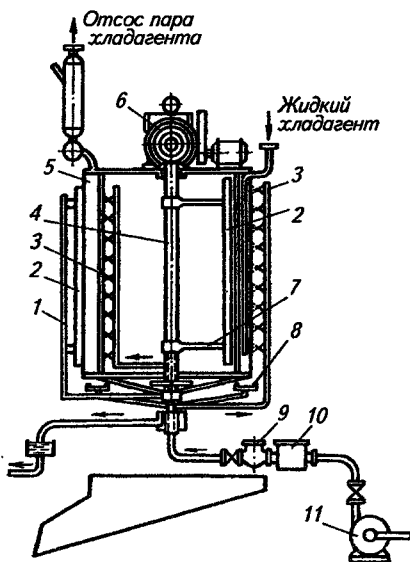
Перспективны льдогенераторы блочного льда с непосредственным охлаждением. Они бывают периодического и непрерывного действия. Блоки льда в них образуются послойным намораживанием и выталкиванием из форм гидравлическим или механическим способом. В таких льдогенераторах ускоряется льдообразование, меньше потребляется электроэнергии, они легко поддаются автоматизации.

**Льдогенераторы чешуйчатого и снежного льда.** Это льдогенераторы непрерывного действия. Лед в них намораживается тонким слоем на наружной или внутренней поверхности вращающегося барабана. Чешуйчатый и снежный лед изготавливают из пресной и морской воды. Льдогенератор снежного льда с двусторонним намораживанием показан на рис. 198.

**Льдогенераторы кубикового льда.** Их используют в предприятиях торговли и общественного питания для приготовления пищевого прозрачного льда в виде небольших кубиков, удобных для непосредственного охлаждения различных блюд и напитков, а также в медицинских учреждениях: лабораториях и т. п.

Льдогенератор кубикового льда «Горос-2» (рис. 199) имеет форму шкафа, разделенного по высоте на два отделения. В верхней части шкафа размещены: испаритель, насос, водосборник, ванна, режущая решетка и бункер для хранения льда. Стенки верхней части шкафа снабжены тепловой изоляцией. В нижней неизолированной части шкафа расположены холодильный агрегат и щит электрооборудования.

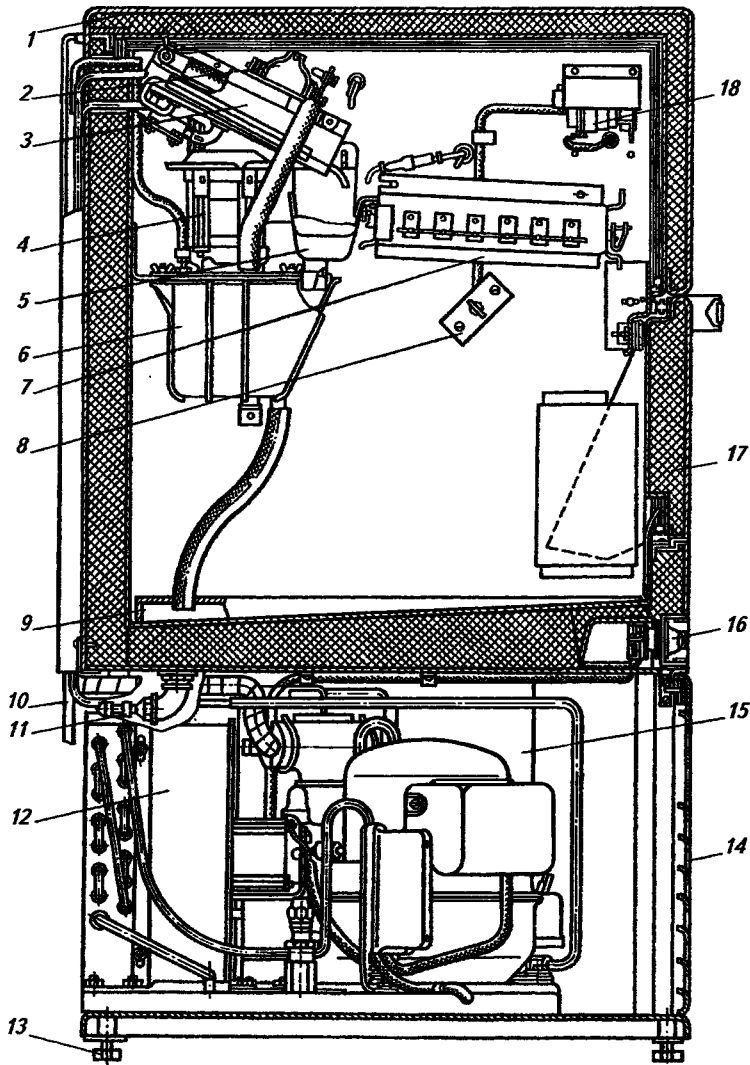
Испаритель изготовлен из двух листов коррозионно-стойкой стали. Верхний лист имеет гладкую поверхность с бортами по трем сторонам (на ней намораживается лед), а нижний — выштампованные каналы, по которым проходит R12 или R134a. Листы испарителя сварены роликовой сваркой.



**Рис. 198.** Льдогенератор снежного льда с двусторонним намораживанием льда:

- 1 — наружный кронштейн; 2 — режущие ножи; 3 — оросительные устройства; 4 — вал; 5 — испаритель; 6 — привод; 7 — внутренний кронштейн; 8 — водосборник; 9 — водомер; 10 — фильтр для воды; 11 — насос





**Рис. 199. Льдогенератор кубикового льда «Торос-2»:**

1 — крышка льдогенератора; 2 — шуп; 3 — испаритель; 4 — насос; 5 — водосборник; 6 — ванна; 7 — решетка режущая; 8 — кожух капилляра; 9 — лист съемный; 10 — трубка; 11 — штуцер; 12 — холодильная машина; 13 — ножка; 14 — решетка вентиляционная; 15 — крышка машинного отделения; 16 — переключатель; 17 — дверь бункера; 18 — реле

Из ванны свежей воды *б* вода центробежным насосом *4* подается по гибкому шлангу в коллектор, который равномерно распределяет воду по поверхности испарителя *3*, расположенного наклонно.

Насос смонтирован в ванне, уровень воды в которой поддерживается поплавковым устройством. Протекая тонким слоем по холодной наклонной поверхности испарителя *3*, вода постепенно замерзает и образует слой льда нужной толщины в виде плиты. Незамерзшая вода сливается через водосборник *5* в канализацию, а в ванну *б* поступает свежая водопроводная вода. Смена воды способствует получению льда высокого качества и наиболее прозрачного, так как стекающая с испарителя незамерзающая вода смывает примеси с поверхности льда. Толщина намерзания слоя льда регулируется с помощью щупа *2*, положение которого может изменяться. Когда лед коснется щупа, дается импульс на оттаивание. В этот момент выключается электродвигатель насоса (прекращается подача воды) и открывается соленоидный вентиль на нагнетательной стороне компрессора. Теплые пары хладагента, минуя конденсатор, ресивер и терморегулирующий вентиль, поступают через специальный тройник и соленоидный вентиль прямо в испаритель. Плита льда подтаивает и сползает на решетку *7* для разрезания льда. При сползании лед перемещает кронштейн микропереключателя, замыкая его контакты. При этом льдогенератор включается на замораживание, а в решетку *7* подается ток напряжением 12 В.

Решетку изготавливают из нихромовой проволоки диаметром 0,6 мм, натянутой на раму из коррозионно-стойкой стали. При пропускании тока проволока, нагреваясь, разрезает лед на кубики или пластинки, которые падают в бункер. При наполнении бункера льда до кожуха капилляра *8* термореле *18* включает холодильную машину, и выработка льда прекращается. При освобождении бункера, хотя бы частично, машина включается, и процесс производства льда возобновляется. Производительность льдогенератора «Горос-2» 40 кг в сутки, его бункер вмещает 25 кг льда. Льдогенератор укомплектован холодильным агрегатом ВСр 0,35~1АЛ.

Расход холода на производство льда (кВт) складывается из расхода холода на охлаждение воды до 0 °С, превращение ее в лед и охлаждение льда до требуемой температуры:

$$Q = Mc_B [(t_B - 0) + r + c_L (0 - t_L)],$$

где  $M$  — производительность льдогенератора, кг/с;  $c_B$  — удельная теплоемкость воды, равная 4,19 кДж/(кг · К);  $t_B$  — температура воды, поступающей в льдогенератор на замораживание, °С;  $r$  — теплота плавления льда, равная 335 кДж/кг;  $c_L$  — теплоемкость льда, равная 2,1 кДж/(кг · К);  $t_L$  — конечная температура льда, °С.

#### 15.4. СИСТЕМЫ ЛЕДЯНОГО И ЛЬДОСОЛЯНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

**Физические свойства льдосоляных смесей.** При добавлении соли в лед температура плавления смеси понижается по сравнению с температурой плавления чистого льда. Применяя различные соли и создавая различную концентрацию смеси, можно получить температуры ниже  $0^{\circ}\text{C}$  в довольно широком диапазоне.

Понижение температуры смеси достигается тем, что процесс растворения некоторых солей в воде (льдом) протекает с поглощением теплоты, которая берется от смеси. В местах соприкосновения льда с солью образуется раствор, который охлаждается вследствие поглощения теплоты при плавлении льда и растворении соли в воде. При этом лед также охлаждается ниже  $0^{\circ}\text{C}$ .

При добавлении соли в лед температура таяния смеси понижается до криогидратной точки, характеризующей самую низкую температуру плавления смеси. При дальнейшем добавлении соли температура таяния не понижается, а, наоборот, повышается. Изменение температуры таяния смеси льда с солью (или обратный процесс — замерзание раствора воды с солью) видно на диаграмме (см. рис. 8).

Смеси, имеющие концентрацию в эвтектической точке, соответствующую криогидратной точке, плавятся при постоянной и самой низкой температуре для смеси льда и данной соли. Смесь хлорида натрия  $\text{NaCl}$  со льдом, содержащая 23,1 % соли, представляет собой эвтектический раствор, который плавится при  $-21,2^{\circ}\text{C}$ , а смесь хлорида кальция  $\text{CaCl}_2$ , содержащая 29,9 % соли, — при  $-55^{\circ}\text{C}$ .

Холодопроизводительность смеси с понижением температуры плавления уменьшается.

При замораживании водных растворов различных солей с концентрацией, соответствующей криогидратной точке, получают лед, называемый эвтектическим. Эвтектический лед представляет собой однородный твердый раствор, состоящий из кристаллов льда и соли. Такой лед имеет постоянную низкую температуру плавления, соответствующую криогидратной точке. Физические свойства эвтектического льда зависят от вида соли, входящей в его состав.

Холодопроизводительность эвтектического льда, соответствующая теплоте плавления, больше, чем холодопроизводительность эвтектической льдосоляной смеси (холодопроизводительность смеси льда с  $\text{NaCl}$  193 кДж/кг, а эвтектического льда 236 кДж/кг). Объясняется это тем, что часть холодопроизводительности расходуется на понижение температуры смеси.

Для замораживания эвтектических растворов используют герметически закрытые металлические формы объемом 5...8 л, называемые зероторами. Их заполняют на 90...92 % с учетом объемного расширения раствора при замерзании. Эвтектические растворы,

заполняющие зероторы, замораживают на специальных зарядных станциях в воздухе или в рассоле. Замораживание в рассоле происходит быстрее, но при этом зероторы подвергаются усиленной коррозии.

**Устройства с ледяным и льдосоляным охлаждением.** К устройствам с ледяным и льдосоляным охлаждением относят ледники, ледяные склады, холодильники с решетчатыми карманами и металлическими баками, а также холодильники с циркуляцией рассола.

**Ледники.** Это простейшие стационарные сооружения, охлаждаемые водным льдом. В конце зимы ледники заполняют естественным льдом в количестве, достаточном для их охлаждения в течение всего весенне-летне-осеннего периода. В ледниках поддерживается температура  $4...8^{\circ}\text{C}$  и относительная влажность воздуха около 90 %.

Распространены ледники с внутренним или боковым расположением льда (рис. 200). Наружные ограждения ледника имеют тепловую изоляцию. Стены, разделяющие камеры с отделениями для льда, также изолируют для предотвращения выпадения влаги. Во внутренней стене внизу и сверху устраивают окна для циркуляции воздуха. Воздух охлаждается при непосредственном соприкосновении со льдом. Перед камерами устраивают тамбур с выходом на север.

Для набивки ледников льдом используют специальные люки. В отделении для льда пол делают водонепроницаемым с уклоном к середине для стока и отвода талой воды. На пол кладут решетку или жерди с хвостом. Лед укладывают плотными штабелями с отступами от стен для циркуляции воздуха.

**Ледяные склады.** Основным видом ледяных складов является склад Крылова (рис. 201). Лед в нем служит и средством охлажде-

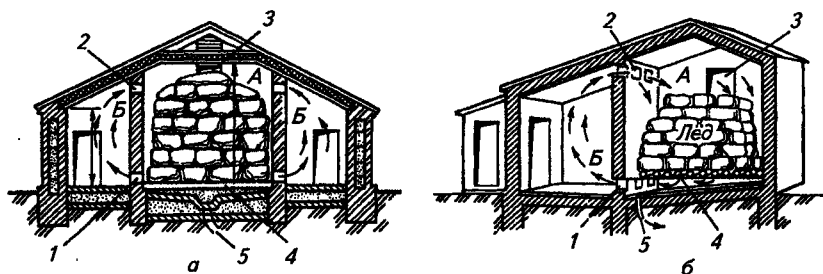
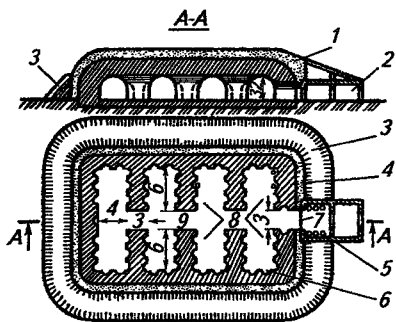


Рис. 200. Ледники:

*a* — с внутренним расположением льда; *б* — с боковым расположением льда; А — льдохранилище; Б — камеры хранения; 1 — окно для поступления холодного воздуха в камеру; 2 — окно для отвода отепленного воздуха из камеры; 3 — воздуховод; 4 — напольная решетка из бревен; 5 — слив талой воды



**Рис. 201. Ледяной склад Крылова:**

1—ледяной массив; 2—тамбур; 3—земляная насыпь; 4—изоляция; 5—прибор льдосоляного охлаждения; 6—ниша для приборов охлаждения; 7—полог; 8—камеры; 9—коридор

ния (аккумулятор естественного холода), и строительным материалом (склад строится из льда путем его намораживания). В монолитном ледяном массиве 1 предусмотрены холодильные камеры, объединенные единым общим коридором.

Основанием склада является ледяная площадка толщиной 0,8 м, намороженная в котловане. Для возведения стен и сводчатого потолка на площадке строят деревянную опалубку, на которую намораживают лед до получения массива нужного размера. После намораживания опалубку снимают. Площадь камер 24...30 м<sup>2</sup>, ширина коридора 3 м, высота камер и коридора у стен 2,8 м, а в центре 3,2 м, толщина стен 2...3 м, потолка 2 м.

Снаружи ледяной массив покрывают слоем изоляционного материала (соломенные маты, древесные опилки или торф) толщиной не менее 1 м. При укладке изоляцию орошают водой и промораживают. Это защищает ледяной массив от подтаивания с наружной стороны, потому что тепло, поступающее снаружи в теплое время года, в этом случае задерживается в самом слое изоляции и расходуется на таяние льда в изоляции. В нижней части укрытия делают земляные откосы, чтобы изоляция не оползала. Выходы в тамбуры 2 закрывают изолированными дверьми, а вход в склад зашивают брезентом.

Чтобы предохранить массив от подтаивания изнутри, в складе поддерживают температуру  $-0,5...-1,5^{\circ}\text{C}$ . Для этого в стенках камер и коридоров устраивают ниши с решетчатыми карманами, в которые загружают льдосоляную смесь. Такие же карманы находятся в тамбуре. Под карманами ставят бочки для сбора рассола, образующегося при таянии льдосоляной смеси. С помощью льдосоляных смесей температуру в складе можно понизить до  $-6^{\circ}\text{C}$ , а в северных районах и до  $-12^{\circ}\text{C}$ . Необходимый для охлаждения лед вырубает из пола камеры и коридоров. Поэтому ежегодно в зимнее время в складах намораживают полы. В это же время промораживается оттаявший слой изоляции. Ледяные склады рекомендуется строить в северной климатической зоне. Стоимость со-

оружения ледяных складов в 5—6 раз меньше стоимости обычных холодильников с машинным охлаждением. Все затраты на строительство ледяного склада окупаются за 2—3 года, а эксплуатировать они могут 6—8 лет.

В ледяных складах можно применить и машинное охлаждение.

**Холодильники с решетчатыми карманами.** Охлаждение в этих холодильниках осуществляется льдосоляной смесью, которую закладывают в решетчатые ящики-карманы 3, установленные вдоль наружных стен камеры (рис. 202, а). Карманы загружаются льдом и солью через люк 1 в перекрытии. Ограждение карманов 3 выполнено в виде жалюзи.

Воздух проходит по щелям в карманах, соприкасается с льдосоляной смесью и охлаждается до  $-10...-12^{\circ}\text{C}$ . Для улучшения циркуляции воздуха нередко перед карманом устанавливают направляющий щит 2. Под карманом размещают поддон 4 для сбора образовавшегося рассола и отвода его в канализацию.

Поверхность льда в решетчатых карманах непостоянна и уменьшается по мере таяния смеси. Для создания равномерной концентрации по высоте рекомендуется нижнюю треть объема кармана загружать чистым льдом, середину — смесью льда с 40 % примешиваемой соли и верхнюю треть — смесью льда с оставшимися 60 % соли.

**Холодильник с металлическими баками.** Приборами охлаждения в холодильниках служат баки из оцинкованной стали толщиной 2 мм, загруженные льдосоляной смесью. Баки 1 бывают пристенные и потолочные (рис. 202, б, в). В них предусмотрена переливная труба 2 для поддержания постоянного уровня заполнения рассолом и постоянной поверхности охлаждения. Для лучшей цирку-

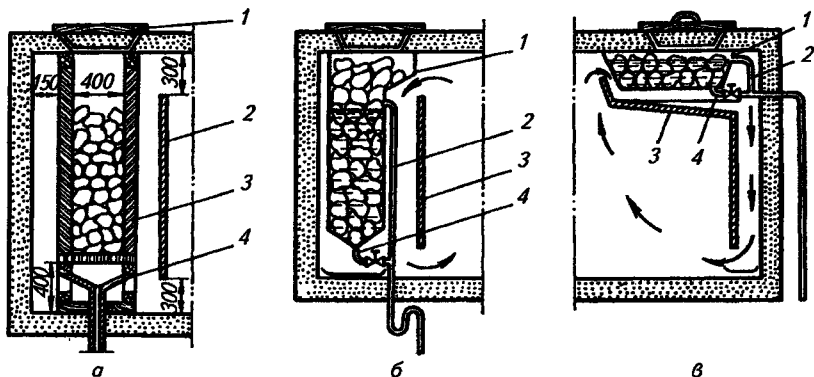


Рис. 202. Холодильники с льдосоляным охлаждением:

а — с решетчатыми карманами; б — с пристенными баками; в — с потолочными баками

ляции воздуха устанавливают щиты 3. Рассол из баков выпускают через сливную трубу 4.

Охлаждение с помощью баков имеет недостатки: коррозия стальных стенок бака и возможность протечки рассола, образование инея на поверхности баков. Пристенные баки и решетчатые карманы занимают полезную площадь (примерно 25 %), а потолочные — полезную высоту камеры.

**Холодильники с циркуляцией рассола.** Камеры охлаждаются холодным рассолом, образовавшимся при таянии льдосоляной смеси в отдельно стоящем баке. Вынесенные за пределы холодильных камер емкости для льдосоляной смеси позволяют более рационально использовать их объем.

Циркуляция рассола в этих системах льдосоляного охлаждения бывает принудительная и естественная.

## 15.5. ПРОИЗВОДСТВО И ПРИМЕНЕНИЕ «СУХОГО» ЛЬДА

**Физические свойства «сухого» льда.** «Сухой» лед представляет собой твердую фазу диоксида углерода ( $\text{CO}_2$ ). Отличительная особенность диоксида углерода — высокая тройная точка, которой соответствует давление  $P_{\text{тр.т}} = 0,536$  МПа и температура  $t_{\text{тр.т}} = -56,6$  °С. Это значит, что при давлении 0,536 МПа и соответствующей температуре  $-56,6$  °С диоксид углерода может находиться сразу в трех состояниях: твердом, жидком и газообразном. При более низком давлении, а значит, и при атмосферном давлении, могут быть только два состояния — твердое и газообразное.

Таким образом, в атмосферных условиях твердый диоксид углерода переходит в газообразное состояние, минуя жидкую фазу, т. е. сублимирует, не оставляя жидкости, отчего и произошло название «сухой» лед.

При давлении 0,1 МПа «сухой» лед сублимирует при  $-78,9$  °С. При уменьшении давления температура сублимации понижается. В нормальных условиях плотность диоксида углерода  $1,877$  кг/м<sup>3</sup>. Этот газ тяжелее воздуха в 1,529 раз. При отвердевании объем диоксида углерода уменьшается примерно на 28 % в противоположность водному льду, объем которого при отвердевании увеличивается на 9 %.

Твердый диоксид углерода имеет плотность  $1560$  кг/м<sup>3</sup> и представляет собой стеклообразное тело. Однако твердый диоксид углерода, полученный обычным промышленным способом, имеет мутно-белый цвет и по твердости близок к мелу. Объемная масса промышленного твердого диоксида углерода меньше (вследствие некоторой пористости) и составляет  $1300...1500$  кг/м<sup>3</sup> в зависимости от способа производства.

Холодопроизводительность «сухого» льда при атмосферном давлении и температуре сублимации  $-78,9$  °С равна теплоте суб-

лимации, т. е. 574 кДж/кг, а с учетом отепления образовавшегося при сублимации пара до 0 °С холодопроизводительность «сухого» льда достигает 633 кДж/кг.

Таким образом, массовая холодопроизводительность «сухого» льда в 1,7 раза (574:335) больше, чем водного льда, а объемная холодопроизводительность при средней объемной массе «сухого» льда 1400 кг/м<sup>3</sup> будет почти в три раза [(574 · 1400)/(335 · 900)] больше, чем водного льда.

Диоксид углерода нейтрален к металлам и является относительно безвредным газом.

«Сухой» лед удобен для использования (как источник холода) и позволяет легко получить температуру до -60...-70 °С. Несмотря на сравнительно высокую стоимость (он в 10 раз дороже водного льда), «сухой» лед применяют во многих отраслях промышленности, метеорологии, медицине и особенно там, где требуется эпизодическое, непродолжительное охлаждение. Однако наиболее широко его используют для сохранения мороженого при перевозках и продаже (до 90 % общего количества производимого «сухого» льда). На реализации 1 кг мороженого отпускается 100 г «сухого» льда.

**Производство «сухого» льда.** Процесс производства «сухого» льда состоит из получения чистого газообразного, жидкого и твердого диоксида углерода.

Чистый газообразный диоксид углерода вырабатывают из смеси газов, содержащих достаточно большое количество CO<sub>2</sub>. Для этого можно использовать естественные и искусственные источники.

Естественные источники природного диоксида углерода находятся на Кавказе и Курильских островах, и, несмотря на высокое содержание CO<sub>2</sub> (до 98 %), их практически не используют из-за отдаленности от центров потребления «сухого» льда и недостаточности местной энергетической базы.

Искусственными источниками CO<sub>2</sub> служат газообразные отходы различных производств: спиртового брожения, химических производств, газы известково-обжигательных печей, дымовые газы промышленных котельных и котельных ТЭЦ. Последний источник диоксида углерода, несмотря на относительную бедность (в дымовых газах содержится всего 10...16 % газообразного CO<sub>2</sub>, в то время как в других источниках — 50...90 %), довольно широко применяют. Объясняется это тем, что на базе дымовых газов завод «сухого» льда можно построить в любом месте, независимо от наличия источников диоксида углерода. Таких заводов много построено при хладокомбинатах. В качестве исходного сырья на них используют твердое, жидкое и газообразное топливо. Извлечение газообразного диоксида углерода из дымовых газов, полученных при сжигании топлива, осуществляется абсорбционно-десорбционным методом с применением поглотителей — абсорбентов диоксида углерода.



Функциональная схема технологического процесса очистки  $\text{CO}_2$  показана на рис. 203. Дымовые газы, имеющие температуру  $150\text{--}200^\circ\text{C}$ , поступают из дымохода котла в скруббер 1, где при контакте с водой они охлаждаются и очищаются от механических примесей (зола, топливо) и частично от сернистых соединений. Затем дымовые газы засасываются воздуходувкой 2 и подаются в содовый скруббер 3 для очистки от оксида серы и сероводорода. Циркулирующий в этом скруббере водный раствор карбоната натрия  $\text{Na}_2\text{CO}_3$  после насыщения сернистыми соединениями заменяют свежим. Последнюю промывку дымовые газы проходят в водяном скруббере 4, где газы, кроме того, подогреваются теплой водой до температуры абсорбции  $40\text{--}50^\circ\text{C}$ . Затем дымовые газы поступают в абсорбер 5, где применяют сорбент —  $12\text{--}15\%$ -ный водный раствор моноэтаноламина  $(\text{CH}_2\text{CH}_2\text{OH})\text{NH}_2$ . Раствор сорбента, стекая вниз по насадке, насыщается  $\text{CO}_2$ . Не поглощенная часть дымовых газов удаляется в атмосферу через выходное отверстие в верхней части абсорбера. Насыщенный раствор сорбента забирается насосом и через теплообменник 6, где раствор подогревается жидкостью, направляется в верхнюю часть десорбера 8. Пройдя ректификационную насадку и нагревшись до  $100\text{--}105^\circ\text{C}$  за счет теплоты поднимающейся парогазовой смеси, раствор попадает в нижнюю часть аппарата, представляющую собой кожухотрубный кипятильник, обогреваемый водяным паром, подаваемым в межтрубное пространство. Десорбция обычно ведется под избыточным давлением около  $70\text{ кПа}$  и при температуре примерно  $125^\circ\text{C}$ .

Обедненный раствор сливается по переливной трубе в теплообменник 6, откуда выдавливается через теплообменник 7 в абсорбер 5. Выпаренный в кипятильнике  $\text{CO}_2$  вместе с водяным паром

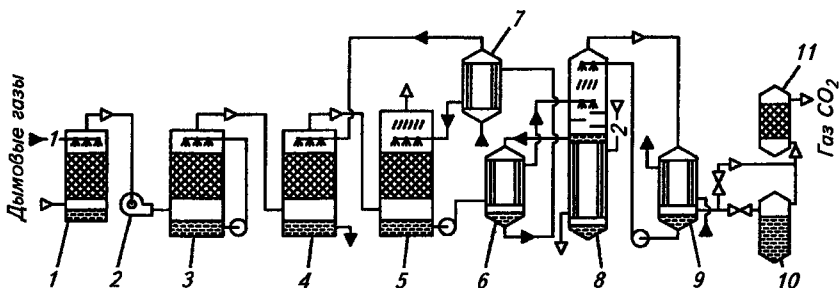


Рис. 203. Схема технологического процесса выделения диоксида углерода из дымовых газов:

1, 4 — водяные скрубберы; 2 — воздуходувка; 3 — содовый скруббер; 5 — абсорбер; 6, 7, 9 — теплообменники; 8 — десорбер; 10 — колонка с жидким сорбентом; 11 — колонка с активированным углем

проходит через ректификационную часть десорбера, где освобождается от парообразного поглотителя и поступает в теплообменник 9, в котором парогазовая смесь охлаждается водой и значительная часть влаги конденсируется. Конденсат насосом возвращается в ректификационную часть десорбера. Диоксид углерода, насыщенный водяным паром, далее направляется или в колонку 10 с водным раствором перманганата калия (до 1 %), или непосредственно в колонку 11 с активированным углем для осушки и дезодорации. Очищенный  $\text{CO}_2$  накапливается в газгольдере, откуда направляется, например, в первую ступень компрессора.

Вторую группу способов получения газообразного  $\text{CO}_2$  применяют при большом содержании  $\text{CO}_2$  в исходной газовой смеси, как, например, в естественных источниках или отходах спиртового производства. В этих случаях необходима только очистка  $\text{CO}_2$  от небольшого количества примесей.

В третьей группе способов получения чистого газообразного  $\text{CO}_2$  из источников со средним его содержанием используется более высокая растворимость  $\text{CO}_2$  в воде, чем других газов. Так, при  $20^\circ\text{C}$  его растворимость в воде в 30 раз больше, чем метана, и в 50 раз больше, чем водорода. Однако этот способ целесообразно применять там, где по ходу основного технологического процесса смесь газов уже находится под относительно высоким давлением (при синтезе аммиака) или где основным продуктом является газ, конденсирующийся также при высоком давлении (при получении жидкого метана). В таких случаях можно использовать также свойство газов увеличивать свою растворимость в жидкостях примерно пропорционально давлению газа над жидкостью. Это важно потому, что растворимость  $\text{CO}_2$  в воде все же невелика и при 0,1 МПа и  $20^\circ\text{C}$  составляет всего 1,6 г/дм<sup>3</sup>.

Две последние группы способов получения  $\text{CO}_2$  значительно выгоднее способов первой группы.

Сжижение диоксида углерода осуществляют в конденсаторах путем охлаждения сжатого газа водой или хладагентом, кипящим в испарителе другой холодильной машины. При охлаждении водой в конденсаторе следует создать высокое давление 6...7 МПа. Такое давление получают, сжимая газ в трехступенчатом компрессоре.

При высокой температуре воды (выше  $24^\circ\text{C}$ ) водяное охлаждение конденсатора неприемлемо, так как диоксид углерода имеет низкую критическую точку ( $t_{\text{кр}} = 31^\circ\text{C}$ ,  $P_{\text{кр}} = 7,265$  МПа), а при температуре выше критической сжижение невозможно. В таких случаях для сжижения диоксида углерода применяют каскадные холодильные машины, в которых конденсатор диоксида углерода охлаждают холодильной машиной, работающей на другом хладагенте (аммиаке, фреонах).

Жидкий диоксид углерода, полученный в конденсаторах, можно зарядить в баллоны и использовать для различных целей (гази-

рование питьевой воды, тушение пожаров и т. д.) или превратить ее в «сухой» лед.

«Сухой» лед получают из жидкого диоксида углерода в виде блоков, применяя при этом два способа дросселирования жидкого диоксида углерода:

до давления тройной точки с последующим прессованием полученного рыхлого влажного снега в блоки «сухого» льда;

до атмосферного давления с уплотнением блока льда в процессе льдообразования.

В зависимости от давления, при котором получен жидкий диоксид углерода, различают производство «сухого» льда по циклу высокого, среднего и низкого давления. На практике «сухой» лед получают по циклу высокого или среднего давления.

**Производство «сухого» льда по циклу высокого давления.** В этом цикле (рис. 204) газообразный диоксид углерода сжимается в трехступенчатом компрессоре до давления  $6,0...7,0$  МПа и выталкивается в конденсатор  $Kд$  в состоянии 6. В конденсаторе диоксид углерода при охлаждении водой сжижается (процесс 6—7), а затем дросселируется до атмосферного давления.

В первом регулирующем вентиле  $PВ_1$  жидкость дросселируется до промежуточного давления  $P_{пр1} = 3...2,5$  МПа по линии 7—8. После первого дросселирования влажный пар в состоянии 8 направляется в первый промежуточный сосуд  $СП_1$ , где насыщенный сухой пар (состояние 9) отделяется от насыщенной жидкости (состояние 10). Эта жидкость направляется ко второму регулирующему вентилю  $PВ_2$ , где в процессе 10—11 второй раз дросселируется до промежуточного давления  $P_{пр2} = 0,9...0,7$  МПа. Влажный пар в состоянии 11 направляется во второй промежуточный сосуд  $СП_2$ , где насыщенный сухой пар в состоянии 12 также отделяется от насыщенной жидкости 13. Жидкость в третий раз дросселируется в регулирующем вентиле  $PВ_3$  по линии 13—14 до атмосферного давления.

Последний процесс дросселирования 13—14 пересекает тройную точку, в результате чего получается смесь пара и твердого диоксида углерода. Третий дроссельный вентиль устанавливают в аппарате (льдогенераторе), в котором и образуется блок «сухого» льда.

Полученный «сухой» лед (состояние 16) периодически вынимают из льдогенератора  $ЛГ$  и используют как источник с низкой температурой для охлаждения.

Сухой пар, полученный в результате последнего дросселирования, отсасывается из льдогенератора в состоянии 15 цилиндром первой ступени  $КМ_1$ ; кроме того, в цилиндр  $КМ_1$  засасывается газообразный диоксид углерода в состоянии 0. Такого газообразного диоксида углерода добавляют столько, сколько выделилось твердого диоксида углерода в льдогенераторе. Перед цилиндром первой ступени газообразный диоксид углерода в состояниях 15 и 0

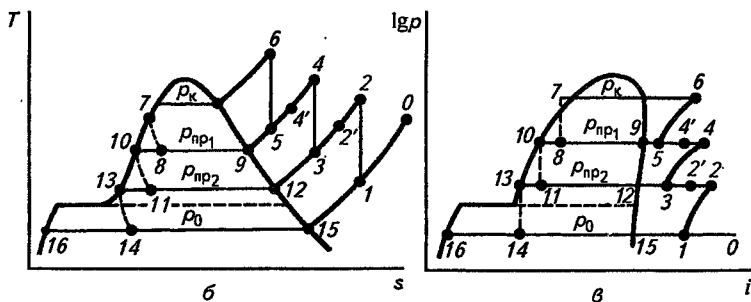
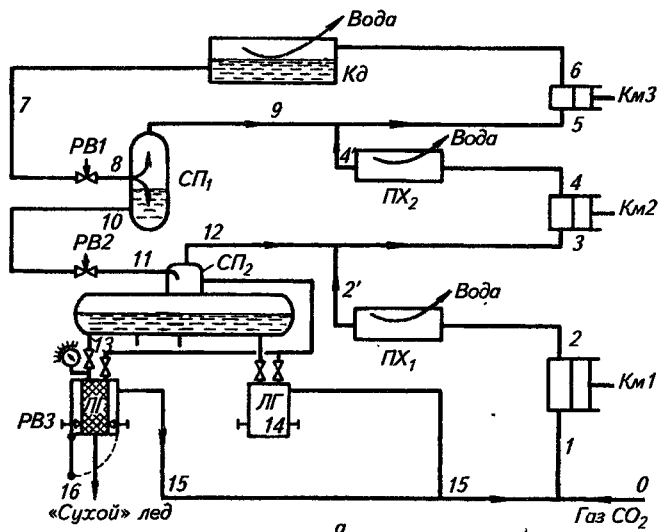


Рис. 204. Принципиальная схема получения «сухого» льда по циклу высокого давления:

*a* — принципиальная схема; *б* — цикл в диаграмме  $s-T$ ; *в* — цикл в диаграмме  $i-lgp$

смешивается и в состоянии *1* поступает в компрессор  $Км_1$ , где сжимается до промежуточного давления  $P_{пр2} = 0,7...0,9$  МПа по линии  $1-2$ .

После первой ступени сжатия диоксид углерода охлаждается в водяном холодильнике  $ПХ_1$  до состояния *2*, смешивается с паром состояния *12* и в состоянии *3* всасывается цилиндром второй ступени компрессора  $Км_2$ .

Во второй ступени диоксид углерода сжимается до промежуточного давления  $P_{пр1} = 2,5...3,0$  МПа по линии  $3-4$ , затем охлаждается в водяном холодильнике  $ПХ_2$  до состояния *4*, смешивается

с паром состояния 9 и в состоянии 5 всасывается цилиндром третьей ступени  $Km_3$ . Там пар сжимается до давления  $p_k$  и в состоянии 6 нагнетается в конденсатор  $Kд$ , где опять сжижается и последовательно дросселируется до атмосферного давления, при котором получается «сухой» лед.

Льдогенератор  $ЛГ$  представляет собой аппарат с двойными стенками и откидным дном. Межстенное пространство льдогенератора соединено со всасывающей стороной первой ступени компрессора. Внутренняя полость 4 льдогенератора заполняется жидкостью давлением  $0,7...0,9$  МПа из второго промежуточного сосуда  $ПС_2$  через патрубок с вентиляем 2. Паровая уравнивательная линия с вентиляем 1 способствует беспрепятственному поступлению жидкости в льдогенератор. После заполнения льдогенератора вентиль 1 закрывают. Затем открывают диафрагмы 7 (третий регулирующий вентиль  $PВ_3$ ), расположенные в стенках внутренней полости (в нижней части), и в них дросселируется жидкость до атмосферного давления. В диафрагмах образуются первые кристаллы льда, а пар выходит в межстенное пространство 5, откуда отсасывается компрессором  $Km_1$  (рис. 205) через патрубок 3.

Дальнейшее дросселирование осуществляется через поры образовавшихся кристаллов льда, которые сначала нарастают у диафрагмы, а затем распространяются по всему объему внутренней полости льдогенератора. В течение всего процесса льдообразования

вентиль 2 остается открытым. Таким образом, под действием давления промежуточного сосуда  $ПС_2$  кристаллы льда спрессовываются в плотный блок. Кроме того, через вентиль 2 льдогенератор непрерывно пополняется жидкостью, компенсирующей уменьшение объема диоксида углерода при его затвердевании.

В конце процесса льдом заполняется весь объем льдогенератора и закупоривается вентиль 2, так как отсос пара продолжается, давление в льдогенераторе падает, на что указывает манометр, установленный на льдогенераторе. Когда давление становится

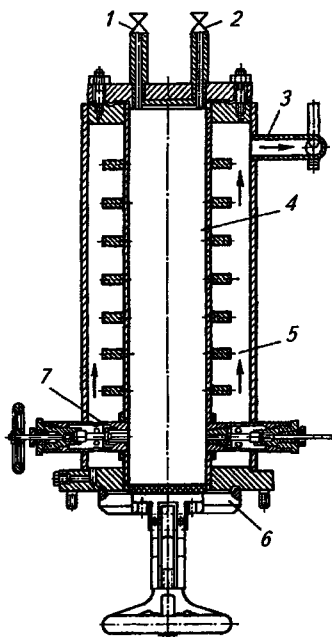


Рис. 205. Льдогенератор для получения блоков «сухого» льда:

1 — вентиль для присоединения к уравнивательной линии; 2 — вентиль для заполнения полости льдогенератора; 3 — патрубок; 4 — внутренняя полость; 5 — межстенное пространство; 6 — крышка; 7 — диафрагма

равным атмосферному, закрывают вентиль 2 и диафрагмы 3. После этого открывают крышку 6, и блок льда выпадает из льдогенератора на тележку для транспортировки в льдохранилище. Продолжительность образования блока льда массой 25...40 кг 40...50 мин. В зависимости от производительности завода устанавливают необходимое количество льдогенераторов.

Схемы действительных установок по производству «сухого» льда имеют в своем составе не только элементы, указанные в принципиальной схеме (см. рис. 204), но и ряд дополнительных аппаратов, которые способствуют повышению экономичности и надежности работы. К ним относят теплообменники-переохладители жидкого диоксида углерода перед регулирующим вентилем, маслоотделители, фильтры, осушители газа с поглощением и вымораживанием влаги, емкости для запаса жидкого диоксида углерода (стапельные баллоны-ресиверы) и т. п.

**Производство «сухого» льда по циклу среднего давления.** Этот цикл осуществляется с помощью двух холодильных машин: двухступенчатой для диоксида углерода (углекислотный) и двухступенчатой (компрессионной или абсорбционной). Его называют каскадным.

Принципиальная схема и каскадный цикл получения «сухого» льда показаны на рис. 206. В схеме использован углекислотно-аммиачный компрессор 2УАП, выполненный в одном прямоугольном корпусе с приводом от асинхронного электродвигателя. Два углекислотных цилиндра простого действия с дифференциальным алюминиевым поршнем расположены вертикально, а цилиндры для двухступенчатого сжатия аммиака — горизонтально.

В нижнем каскаде газообразный диоксид углерода, сжатый в первой ступени углекислотного компрессора (процесс 1—2) до промежуточного давления 0,7...0,9 МПа, направляется в промежуточный водяной холодильник  $ПХ_1$ , где охлаждается до состояния 2. Затем он смешивается с паром состояния 7, поступающим из горизонтального промежуточного сосуда  $СП$ , и в состоянии 3 засасывается второй ступенью углекислотного компрессора. Во второй ступени компрессора пар  $СО_2$ , сжимаясь (процесс 3—4) до давления 1,5...2 МПа, поступает в конденсатор  $И-Кд$ , который одновременно служит испарителем аммиачной холодильной машины (верхний каскад). Диоксид углерода сжимается (процесс 4—5) в результате отвода теплоты кипящим аммиаком. Полученная в конденсаторе жидкость, дросселируясь в регулирующем вентиле  $PВ_1$  (процесс 5—6), поступает в горизонтальный промежуточный сосуд  $СП$ . Здесь пар состояния 7 отделяется от жидкости и отсасывается компрессором второй ступени, а жидкость (состояние 8) сливается во внутреннюю полость льдогенератора  $ЛГ$ . При открытии диафрагм  $PВ_2$  в корпусе льдогенератора жидкость дросселируется до атмосферного давления (процесс 8—9). В льдогенераторе образуется плотный блок льда (состояние 11) аналогично тому,

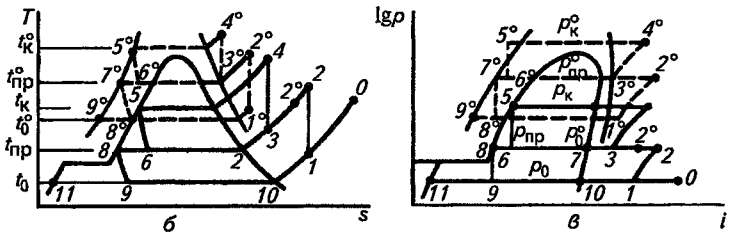
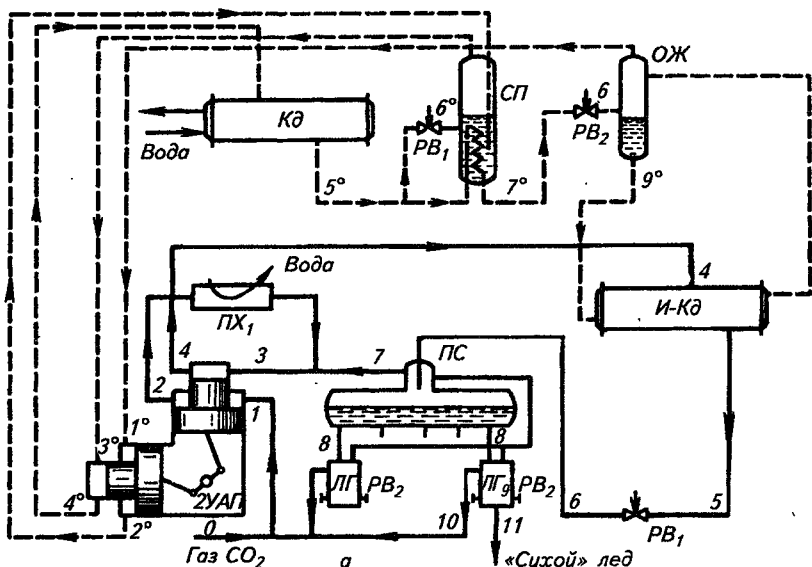


Рис. 206. Принципиальная схема и цикл получения «сухого» льда по циклу среднего давления (каскадный цикл):

*a* — принципиальная схема; *б* — цикл в диаграмме  $s-T$ ; *в* — цикл в диаграмме  $i-\lg p$

как показано в трехступенчатом цикле. Из рубашки льдогенератора пар состояния 10 отсасывается первой ступенью компрессора. В эту ступень компрессора засасывается также газ  $CO_2$  (состояние 0) в количестве, равном массе блока льда, изъятая из льдогенератора.

В верхнем каскаде осуществляется двухступенчатый аммиачный цикл (на рис. 206 это показано пунктиром). Аммиак кипит в аппарате И-КД, обеспечивая конденсацию диоксида углерода. Пар отсасывается первой ступенью аммиачного компрессора и сжимается до промежуточного давления (процесс Г-2'). Затем пар аммиака направляется в промежуточный сосуд СП для полного про-

межуточного охлаждения. Из промежуточного сосуда *СП* пар засасывается второй ступенью аммиачного компрессора и сжимается до давления конденсации (процесс  $3-4$ ). Конденсатор *Кд* аммиачной машины охлаждается водой. В конденсаторе аммиак сжижается (процесс  $4-5$ ). Часть жидкости дросселируется в регулирующем вентиле *PВ<sub>1</sub>* до промежуточного давления (процесс  $5-6$ ), а основная часть жидкости поступает в змеевик *СП*, где значительно переохлаждается (процесс  $5-7$ ), и поступает в отделитель жидкости *ОЖ* через регулирующий вентиль *PВ<sub>2</sub>*, в котором дросселируется от давления конденсации до давления кипения (процесс  $7-8$ ). Из отделителя жидкости *ОЖ* жидкость направляется в испаритель-конденсатор *И-Кд*, а пар из испарителя через отделитель жидкости *ОЖ* направляется опять в аммиачный компрессор.

При производстве «сухого» льда по каскадному циклу сокращается расход энергии (примерно на 10 %) по сравнению с трехступенчатым циклом. В системе диоксида углерода не создаются высокие давления и температуры, что способствует лучшей очистке газа от смазочных масел.

К недостаткам производства «сухого» льда по каскадному циклу надо отнести неизбежное повышение температуры и давления в конденсаторе углекислотной установки в случае останова машин, работающих по каскадному циклу. Во избежание резкого повышения давления в схеме можно предусмотреть дополнительную емкость для расширения диоксида углерода при повышении температуры до температуры окружающей среды.

В схемах производства «сухого» льда по каскадному циклу (среднего давления) вместо аммиачной компрессионной холодильной машины можно применить абсорбционную. При использовании в абсорбционной машине избыточной (бросовой) теплоты вместо электроэнергии получают значительный эффект.

**Хранение «сухого» льда.** При хранении льда должны быть возможно меньшие потери его в результате сублимации. В воздухе «сухой» лед сублимирует довольно активно вследствие больших разностей между температурами и парциальными давлениями газообразного диоксида углерода над поверхностью «сухого» льда и в окружающем воздухе. Гораздо медленнее протекает сублимация «сухого» льда в атмосфере диоксида углерода. Поэтому «сухой» лед хранят в хорошо изолированных льдохранилищах, разделенных на небольшие отсеки, в которых ледяные блоки можно хранить в атмосфере почти 100%-ного диоксида углерода. Лед загружают через крышки, расположенные сверху, что почти исключает выход газа при открывании крышек (газообразный диоксид углерода в 1,56 раза тяжелее воздуха) и попадание теплого воздуха.

Для облегчения загрузки и выгрузки льда в каждом отсеке помещают металлическую этажерку, на полки которой укладывают блоки льда. Этажерка вместе с крышкой поднимается и опускает-



ся с помощью тельфера или кран-балки, установленных над льдохранилищем.

Контейнеры, в которых перевозят и хранят «сухой» лед, изготавливают в виде ларей с крышками, расположенными сверху. Стенки и крышки контейнера имеют тепловую изоляцию толщиной до 250 мм.

Несмотря на предусмотренные мероприятия, потери «сухого» льда при хранении довольно большие и составляют за сутки 2...4 % количества хранимого льда. Льдохранилища рассчитывают на 2—3-дневное хранение «сухого» льда.

#### Контрольные вопросы и задания

1. Каковы физические свойства водного льда?
2. Перечислите способы заготовки естественного водного льда.
3. Какие типы и конструкции льдогенераторов для получения искусственного водного льда вы знаете?
4. Приведите классификацию систем льдосоляного охлаждения.
5. Каковы физические свойства «сухого» льда?
6. Как производят и применяют «сухой» лед?

*Практическое занятие 21. Производственная экскурсия на завод «сухого» льда с целью ознакомления со схемой получения газообразного, жидкого и твердого диоксида углерода, его хранением и транспортировкой.*

## Глава 16 ХОЛОДИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

Холодильный транспорт связывает между собой все звенья холодильной цепи. Грузооборот отечественных производственных и распределительных холодильников составляет 60 млн т в год, и от развития транспортных средств и организации их использования во многом зависит бесперебойная и быстрая доставка продукции на предприятия пищевой промышленности и в торговую сеть. Повышение эффективности перевозок, правильное применение холода для максимального сохранения скоропортящихся продуктов питания и сокращение их потерь является одной из наиболее важных современных проблем.

Особенно велико значение транспорта в нашей стране, с ее очень большими расстояниями между различными экономическими районами и разнообразными климатическими условиями в них. Объем перевозок на железнодорожном и автомобильном холодильном транспорте составляет 97 % всех перевозок скоропортящихся грузов.

Следует различать холодильный и изотермический транспорт. Под холодильным транспортом понимают различные транспортные средства, снабженные охлаждающими устройствами машин-

ного или безмашинного охлаждения, позволяющими длительно поддерживать в грузовом объеме низкие температуры. В изотермическом транспорте отсутствуют охлаждающие устройства, но имеется тепловая изоляция, которая существенно замедляет повышение температуры перевозимых охлажденных или замороженных продуктов.

## 16.1. ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫЙ ХОЛОДИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

Основным передвижным средством железнодорожного холодильного транспорта является вагон-рефрижератор с металлическим каркасом кузова и металлическими наружной и внутренней обшивками, между которыми помещается теплоизоляция (пенопласт). Эти вагоны четырехосные, имеют наружную длину кузова длиной 21 м, ширину 3,1 м, полезный объем 90...100 м<sup>3</sup>, грузоподъемность от 20 до 42 т, в зависимости от вида груза.

В настоящее время в структуре рефрижераторного подвижного состава имеются 21- и 23-вагонные поезда, 5- и 12-вагонные секции и автономные вагоны (табл. 80).

В составе этих поездов имеются три вспомогательных вагона: с дизель-генераторами; машинное отделение; служебный для размещения персонала. Вспомогательные вагоны располагают в середине поездов.

80. Характеристика средств железнодорожного холодильного транспорта

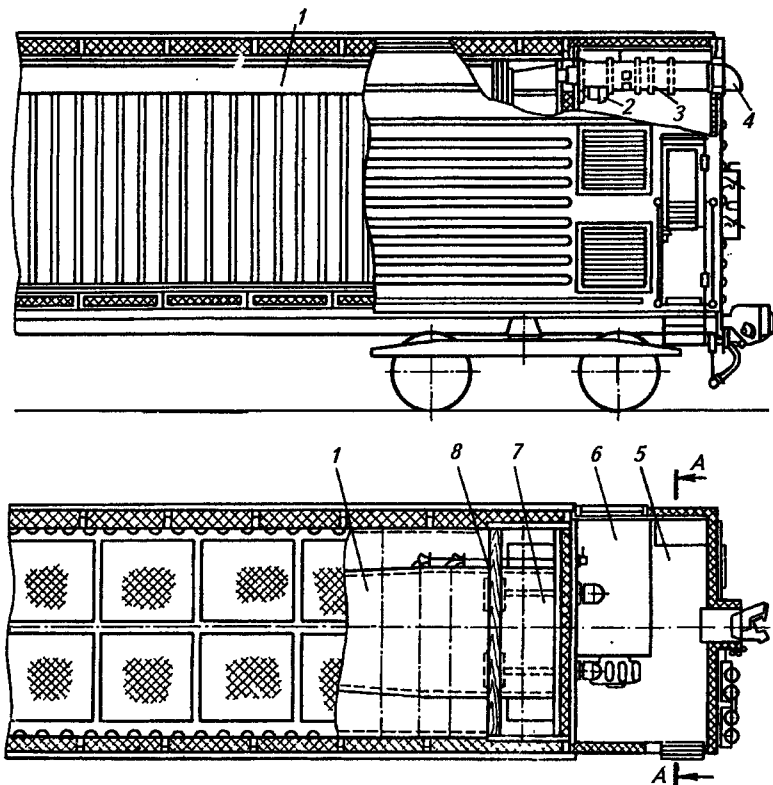
Характеристика	Общее число вагонов				
	Групповые составы				Автономный вагон
	23	21	12	5	
Общая длина, м	370	380	215	110	22
Число вагонов	20	18	10	4	1
Грузоподъемность вагона, т	30	42	41	42	40
Общая грузоподъемность, т	600	756	410	168	40
Температура в вагоне, °С	-15	-18	-18	-20	-20
Численность обслуживающего персонала	6	5	5	3	—

Охлаждение 12, 21 и 23-вагонных поездов — центральное рассольное. Хладоноситель (раствор хлорида кальция) по магистральным трубопроводам транспортируется из машинного отделения по вагонам. Рассолопроводы между вагонами соединены гибкими резиновыми шлангами. В машинном отделении установлены одно- или двухступенчатые аммиачные компрессоры, а также конденсаторы с воздушным охлаждением. Наиболее распространены 5-вагонные секции, состоящие из четырех грузовых вагонов

(рис. 207) и вспомогательного вагона, в котором размещены дизель-электростанция и служебные помещения.

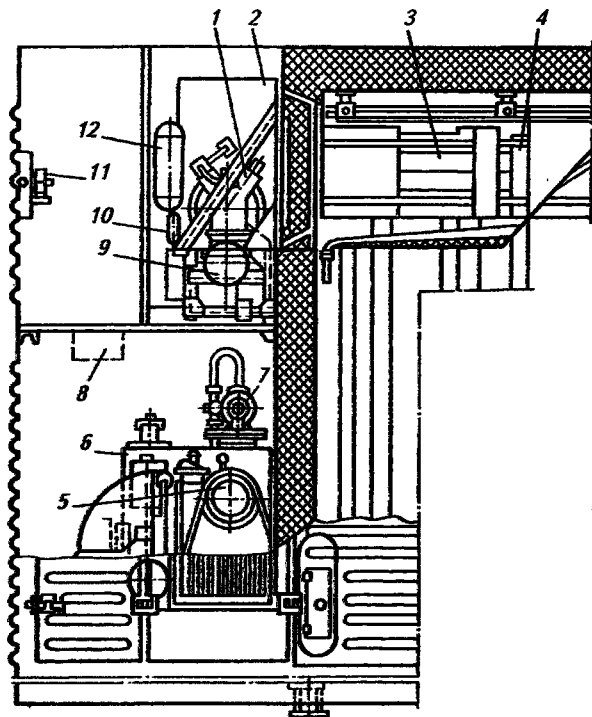
Каждый грузовой вагон имеет машинное отделение, в котором смонтированы два компрессорно-конденсаторных агрегата мощностью 6,6 кВт, работающие на R12. В грузовом помещении расположены воздухоохладители.

Автономные рефрижераторные вагоны (АРВ) имеют два машинных отделения, расположенных в торцевых частях. В каждом машинном отделении (рис. 208) располагается дизель-генераторная установка мощностью 13,2 кВт и компрессорно-конденсаторный агрегат холодильной мощностью 9,3 кВт, работающий на R12.



**Рис. 207. Грузовой вагон 5-вагонной рефрижераторной секции:**

1, 3 — воздуховоды; 2, 8 — вентиляторы; 4 — отверстия для забора свежего воздуха; 5 — машинное отделение; 6 — компрессорно-конденсаторный агрегат; 7 — воздухоохладитель



**Рис. 208.** Расположение оборудования в машинном отделении АРВ:  
 1 — компрессор; 2 — конденсатор; 3 — воздухоохладитель; 4 — электропечь;  
 5 — дизель-генератор; 6 — главный топливный бак на 500 л; 7 — топливный насос; 8 — распределительный щит; 9 — ресивер; 10 — автоматический клапан возврата масла; 11 — вентилятор; 12 — маслоотделитель

Работа всех агрегатов автоматизирована и осуществляется без обслуживающего персонала. Для контроля за работой автономных вагонов имеются линейные пункты технического обслуживания, на крупных узловых станциях создают рефрижераторные депо. Схема холодильной установки автономного вагона-рефрижератора показана на рис. 209.

В железнодорожном транспорте создан парк специальных вагонов: для перевозки молока в цистернах-термосах (грузовместимостью 31 т), цистерны-термосы для перевозки вина и спирта (грузовместимостью 55,4 т), вагон для перевозки живой рыбы.

При транспортировании продукта температуру в специальных вагонах поддерживают с помощью эффективной теплоизоляции.

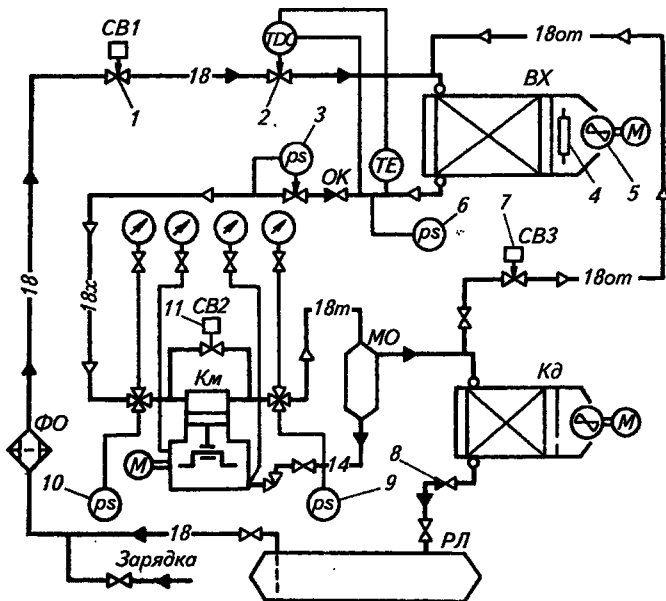


Рис. 209. Схема холодильной установки автономного вагона-рефрижератора:

1 — соленоидный вентиль на подаче R12 в воздухоохладитель; 2 — терморегулирующий вентиль; 3, 10 — реле низкого давления; 4 — электронагреватель; 5 — вентилятор; 6 — реле низкого давления для оттаивания испарителя; 7 — соленоидный вентиль для оттаивания испарителя; 8 — обратный клапан; 9 — реле высокого давления; 10 — реле низкого давления; 11 — байпасный соленоидный вентиль

Суточное повышение температуры 2...4 °С. Продолжительность транспортирования определяется временем достижения продуктом предельно допустимой температуры.

## 16.2. АВТОМОБИЛЬНЫЙ ХОЛОДИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

Холодильный автомобильный транспорт предназначен для перевозок скоропортящихся пищевых продуктов в охлажденном или замороженном виде.

Преимущество автомобильного транспорта состоит в том, что он позволяет осуществлять прямые перевозки от производителя до потребителя, характеризуется большей мобильностью и оперативностью.

Различают два вида перевозок: международные и городские.

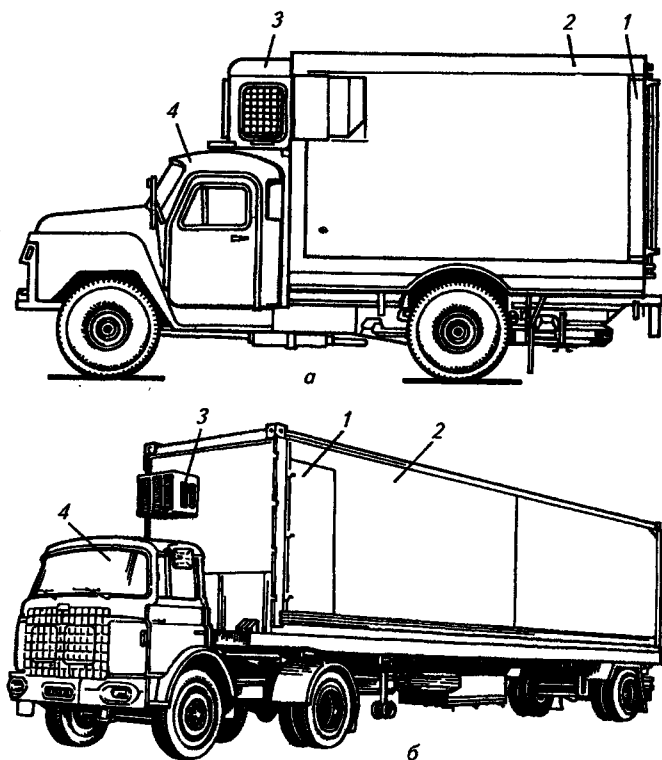
Международные перевозки осуществляют на расстояние до нескольких тысяч километров транспортом большой грузоподъем-

ности. Перевозят продукты из крупных предприятий по переработке продуктов, а также сельскохозяйственную продукцию.

Городские перевозки осуществляют внутри города транспортом малой и средней грузоподъемности. Продолжительность таких перевозок обычно не более суток.

Автомобильный холодильный транспорт включает два основных типа автомобилей: изотермические, имеющие теплоизолированный кузов, но не оснащенные холодильной установкой, и авторефрижераторы — автомобили с наличием холодильной установки (рис. 210).

В кузове изотермического автомобиля поддерживают температуру за счет холода, аккумулированного охлажденным или замороженным грузом или введением источников холода — «сухой»



**Рис. 210. Автомобили-рефрижераторы:**

*а* — марки 1АЧ; *б* — полуприцеп; 1 — дверь кузова; 2 — кузов изотермический; 3 — машина холодильная; 4 — шасси

или водяной лед, льдосоляная смесь, эвтектические растворы в специальных баках-аккумуляторах (зероторы).

Пределы температур обычно определяются видом перевозимых продуктов, а также длительностью и характером перевозок. Наиболее распространены следующие системы охлаждения авторефрижераторов: машинная; машинно-аккумуляционная; сухоледяная; газожидкостная.

**Машинное охлаждение.** Преимущество машинного охлаждения заключается в точности регулирования температурного режима, постоянной готовности к работе, возможности получения широкого диапазона температур, равномерном распределении температуры воздуха в кузове.

Для авторефрижераторов средней грузоподъемности с объемом кузова от 10 до 15 м<sup>3</sup> используют холодильные установки УФ-2 (рис. 211). Производительность холодильной установки 1850 Вт, диапазон регулирования температуры от -18 до 4 °С. Эти установки монтируются над кабиной водителя на передней стенке кузова авторефрижератора.

Приводом компрессора 10 служит автономный бензиновый двигатель 4 типа УД-25, связанный с компрессором с помощью клиноременной передачи, которая приводит в движение также блок вентиляторов 3 воздухоохладителя 2 и конденсатора 5. Нагнетаемые компрессором 10 пары R12 конденсируются в воздушном конденсаторе 5, и жидкий хладагент, проходя через ресивер 8, фильтр 7 и регенеративный теплообменник 6, поступает через терморегулирующий вентиль 1 и распределитель жидкости в воздухоохладитель 2.

Давления всасывания и нагнетания контролируются манометрами 9 и 11, а от превышения предельных значений защищает реле давления 12. Оттаивание поверхности испарителя осуществляется автоматически. Температура воздуха в кузове поддерживается автоматически с помощью термореле.

Мощность бензинового двигателя УД-25 составляет 5,9 кВт. Расход бензина 0,29 кг за 1 ч работы. Расчетная холодопроизводительность установки  $Q_0 = 2200$  Вт при  $t_0 = -26$  °С и  $t_k = 40$  °С. В качестве компрессора использован поршневой компрессор ФВ-6.

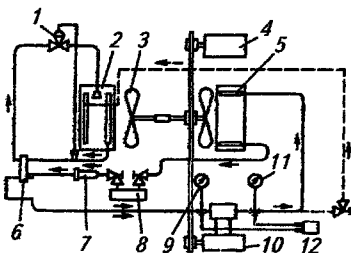


Рис. 211. Холодильная установка УФ-2:

1 — терморегулирующий вентиль; 2 — воздухоохладитель; 3 — блок вентиляторов; 4 — бензиновый двигатель; 5 — конденсатор; 6 — теплообменник; 7 — фильтр; 8 — ресивер; 9 — мановакуумметр; 10 — компрессор; 11 — манометр; 12 — реле давления

Для более крупных автомашин используют холодильно-отопительные агрегаты 1, размещенные на передней стене кузова-полуприцепа грузоподъемностью 12 т. Холодильная установка АР-4, используемая для этих целей, показана на рис. 212.

Для малых автомобилей-холодильников применяют холодильные агрегаты с гидроприводом от основного двигателя автомобиля.

**Аккумуляторное охлаждение.** Его используют в малотоннажных рефрижераторах при городских перевозках скоропортящихся грузов. Охлаждающие приборы представляют собой плоские плиты, выполненные из коррозионно-стойкой стали или дюралюминия, внутри которых находится змеевик, по которому циркулирует хладагент или хладоноситель. Внутреннюю полость плит заполняют эвтектическим раствором на 90 %. Заряжают аккумуляторы во время гаражной стоянки автомобиля (обычно ночью) от стационарной холодильной установки, обслуживающей сразу 8...10 авто-рефрижераторов. В кузове поддерживается температура 0...4 °С.

Недостаток аккумуляторного охлаждения автомобилей — зависимость от расположения зарядных станций.

**Автомобили, охлаждаемые «сухим» льдом.** При охлаждении кузова «сухим» льдом получают температуру до -15...-20 °С. Такие автомобили применяют для перевозки мороженных грузов.

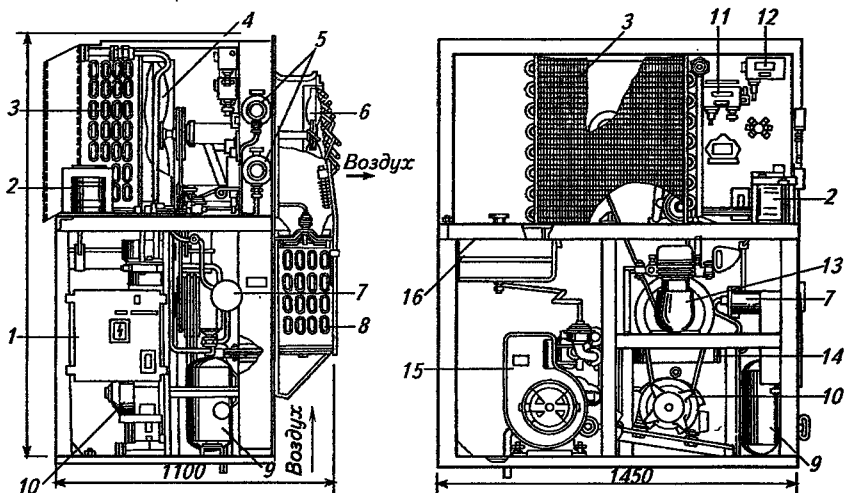


Рис. 212. Холодильная установка АР-4:

1 — пульт управления; 2 — аккумулятор; 3 — конденсатор; 4 — вентилятор конденсатора; 5 — мановакуумметры; 6 — вентилятор воздухоохладителя; 7 — фильтр-осушитель; 8 — воздухоохладитель; 9 — ресивер; 10 — электродвигатель; 11 — реле температуры; 12 — реле давления; 13 — компрессор ФВ-6; 14 — теплообменник; 15 — двигатель бензиновый; 16 — бензобак

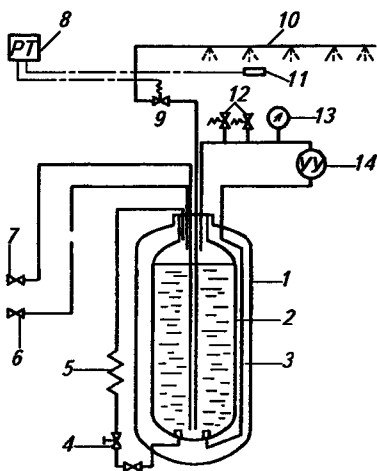


«Сухой» лед является эффективным охлаждающим средством, а устройства, в которых он применяется, достаточно просты в эксплуатации. Очень низкая температура сублимации «сухого» льда  $-78,9^{\circ}\text{C}$  (при атмосферном давлении), большая теплота сублимации  $575\text{ кДж/кг}$  и значительная плотность  $1500\text{ кг/м}^3$  обеспечивают широкое применение систем охлаждения «сухим» льдом.

Преимуществом систем охлаждения «сухим» льдом является компактность и небольшая масса оборудования, простота устройства, высокая надежность в работе. Основным недостатком систем охлаждения «сухим» льдом для транспортных средств является высокая стоимость «сухого» льда и невозможность его применения при непосредственном контакте с некоторыми продуктами.

**Автомобили, охлаждаемые сжиженными газами.** Для охлаждения авторефрижераторов в последнее время широко применяют сжиженные газы: азот, воздух, диоксид углерода, смесь пропана и бутана.

Предпочтение отдается азоту, так как он в химическом отношении инертен, имеет температуру кипения при атмосферном давлении  $-195,8^{\circ}\text{C}$ , удельную теплоту испарения  $199,71\text{ кДж/кг}$ , плотность жидкости  $808\text{ кг/м}^3$ , в жидком состоянии азот бесцветен, не имеет вкуса, запаха, не ядовит. Жидкий азот получается как побочный продукт при производстве жидкого кислорода. Азотная установка (рис. 213) состоит из сосудов 1 и 2 для жидкого азота с вакуумно-порошковой теплоизоляцией 3, размещаемых вне кузова, распылительного коллектора 10 с автоматическим вентилем (электромагнитным клапаном) 9, работающим от датчика



**Рис. 213. Схема транспортной азотной установки:**

1 — внешний сосуд; 2 — внутренний сосуд; 3 — теплоизоляция; 4 — автоматический регулятор давления; 5 — испаритель азота; 6 — вентиль газосброса; 7 — вентиль для выхода жидкого азота; 8 — реле температуры; 9 — автоматический вентиль подачи жидкого азота; 10 — распылительный коллектор; 11 — термобаллон; 12 — предохранительные клапаны; 13 — манометр; 14 — указатель уровня

температуры  $\delta$  в кузове. Жидкий азот вытесняется из сосуда в коллектор в результате создания избыточного давления в сосуде, поддерживаемого при помощи испарителя жидкого азота и регулятора давления.

Преимущества азотного охлаждения — быстрое предварительное охлаждение кузова и восстановление температуры в кузове после открывания дверей, точное регулирование температуры, благоприятный газовый состав атмосферы с повышенным содержанием азота при перевозке ряда продуктов (особенно овощей и фруктов), сокращение усушки, сохранение качества, равномерное распределение температуры в кузове.

Недостатки систем охлаждения жидким азотом — это довольно высокая стоимость азота, а также необходимость иметь сеть заправочных станций.

Для охлаждения транспортных средств начинают также применять жидкий воздух, который имеет большую теплоту парообразования (205,4 кДж/кг), чем жидкий азот.

Роль охладителей могут играть и другие сжиженные под давлением газы (пропан, метан и бутан). Их особенность состоит в том, что они служат одновременно и хладагентом, и топливом для двигателя автомобиля.

### 16.3. ВОДНЫЙ ХОЛОДИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

Транспортно-рефрижераторные морские и речные суда используют для внутренних и внешнеторговых перевозок скоропортящихся грузов.

По целевому назначению суда делятся на универсальные, осуществляющие перевозку грузов при различных температурах, и специализированные для перевозки контейнеров сжиженных газов.

Добывающие, или промысловые, суда-рефрижераторы предназначены для лова рыбы и первичной холодильной ее обработки (охлаждение или замораживание). К этой группе судов относятся средние рыболовные траулеры (СРТ) и большие рыболовные траулеры (БМРТ) с машинным охлаждением. Температура в трюмах и твиндеках поддерживается от  $-4$  до  $-18$  °С.

Многие промысловые суда имеют на борту специальные аппараты для быстрого замораживания.

Обрабатывающие суда-рефрижераторы представляют собой специальные рыбоморозильные суда, плавучие рыбозаводы и консервные заводы, которые в районе промысла принимают от добывающих судов свежельовленную рыбу и полуфабрикат, осуществляют холодильную и другую обработку, изготавливают готовую продукцию и передают ее на транспортные суда для доставки в порт назначения.

Обрабатывающие суда-рефрижераторы оснащены мощными холодильными установками и скороморозильными аппаратами.

Транспортные рефрижераторы используют для перевозки различных и замороженных грузов. Охлаждаемые помещения их рассчитаны на универсальный (0 или 2...—18 °С) и низкотемпературный (—18; —25 °С) режимы.

В универсальных камерах предусматривают смешанное охлаждение (батареи и воздухоохладители).

Непосредственное охлаждение при разветвленных системах не рекомендуется из-за опасности утечек хладагента, связанных с постоянной вибрацией и деформацией корпуса судна.

Судовые холодильные установки должны быть компактными, иметь малую массу, быть особенно надежными в работе, выполнение их должно учитывать работу в условиях качки, крена и дифферента.

На морских судах применяют оборудование в специальном морском исполнении, гарантирующем работоспособность при отклонении от горизонтального положения в любой плоскости на угол до 20° (длительно) и до 45° (кратковременно), а также при значительном колебании температур воды и воздуха, охлаждающих конденсаторы (при переходе судна из района холодных морей в район теплых вод). Все холодильное оборудование и элементы судовых машин и установок должны соответствовать требованиям правил Морского регистра. На судах применяют холодильные установки, работающие на R12, R22 и на аммиаке.

Холодильные камеры (рефрижераторные помещения) размещают в трюмах и твиндеках (надтрюмных помещениях) судов (рис. 214), имеющих тепловую изоляцию из эффективных материалов. Судовые холодильные установки должны быть снабжены устройствами для автоматической защиты и регулирования основных параметров, а также необходимыми предохранительными устройствами на случай аварийных ситуаций.

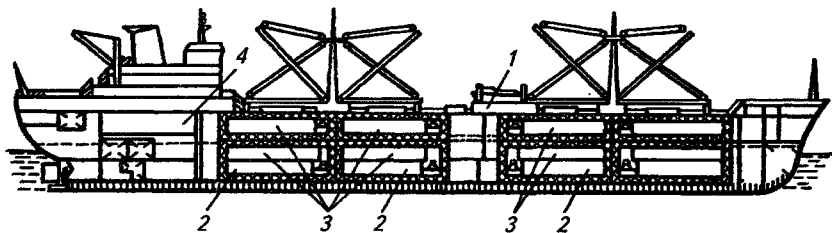


Рис. 214. Продольный разрез рефрижераторного судна:

1 — холодильное машинное отделение; 2 — охлаждаемые трюмы; 3 — охлаждаемые твиндеки; 4 — главное машинное отделение

## 16.4. КОНТЕЙНЕРЫ ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

В зависимости от грузоподъемности контейнеры разделяют на крупнотоннажные (масса 10...30 т, вместимость 10...50 м<sup>3</sup>), среднетоннажные (масса 2,5...5 т, вместимость 3...8 м<sup>3</sup>), малотоннажные (масса до 1,5 т, вместимость до 3 м<sup>3</sup>).

Контейнеры, не имеющие холодильной установки, называют изотермическими. Они служат для транспортирования грузов на небольшие расстояния. Допускаемая продолжительность перевозок в изотермических контейнерах зависит от начальной температуры продукта, требуемой конечной температуры, а также от эффективности теплоизоляционного материала, температуры наружного воздуха и количества продукта.

Контейнеры, снабженные холодильными установками, обеспечивающими поддержание заданного температурного режима в грузовом помещении, называют рефрижераторными.

Крупнотоннажные рефрижераторные контейнеры перевозятся всеми видами транспорта, приспособленного для этих целей. Контейнеры можно эксплуатировать и на стоянках вне транспортного средства, где они выполняют функции автономной холодильной камеры временного склада. Рефрижераторные контейнеры используют в международных перевозках грузов.

Для обеспечения транспортных и складских операций наружные размеры контейнеров, масса брутто и основные конструктивные элементы регламентированы стандартами ИСО (международная организация по стандартизации).

Крупнотоннажный рефрижераторный контейнер имеет теплоизолированный кузов и машинное отделение, в котором можно разместить автоматизированную фреоновую холодильную машину (встроенную либо съемную) и дизель-генераторную установку или систему охлаждения жидким азотом. Температура охлаждае-

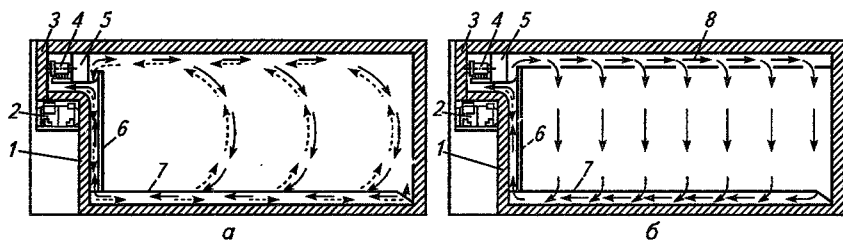
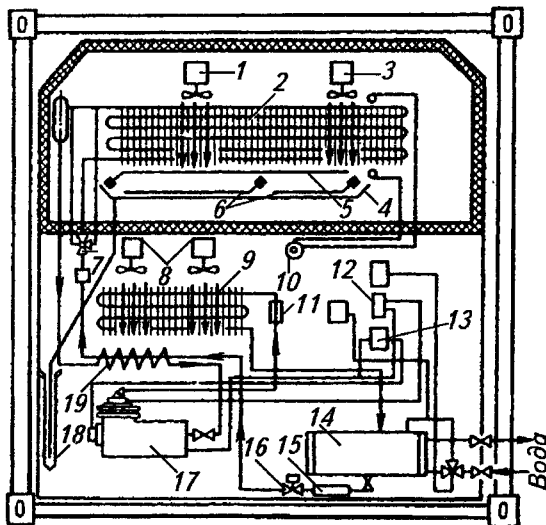


Рис. 215. Схема циркуляции охлаждаемого воздуха в контейнере:

а — раздача через щель в торцевой стенке; б — раздача через подвесной потолок; 1 — термоизоляция; 2 — холодильная машина; 3 — съемная крышка; 4 — электродвигатель вентилятора воздухоохлаждителя; 5 — воздухоохлаждитель; 6 — ложная стенка; 7 — пол из алюминия; 8 — ложный потолок



**Рис. 216. Холодильная машина крупнотоннажного рефрижераторного контейнера:**

1, 3 — вентиляторы воздухоохлаждителя; 2 — испаритель; 4 — поддон для сбора конденсата при оттаивании испарителя; 5, 6 — электронагреватели; 7 — терморегулирующий вентиль; 8 — вентиляторы конденсатора; 9 — воздушный конденсатор; 10 — реле давления воздуха; 11 — виброгаситель; 12 — реле давления; 13 — реле контроля смазки; 14 — конденсатор с водяным охлаждением; 15 — фильтр-осушитель; 16 — соленоидный вентиль; 17 — компрессор; 18 — дренажная трубка; 19 — регенеративный теплообменник

мого воздуха поддерживается летом  $-18^{\circ}\text{C}$  при температуре наружного воздуха  $+40^{\circ}\text{C}$ , зимой  $+16^{\circ}\text{C}$  при температуре наружного воздуха  $-25^{\circ}\text{C}$ .

Регулируется производительность холодильной машины методом пуска и остановки компрессора. Охлаждение контейнера воздушное, воздухоохлаждитель размещается в теплоизолированном кожухе, циркуляция воздуха обеспечивается одним или несколькими осевыми вентиляторами (рис. 215).

Средне- и малотоннажные контейнеры используют для непродолжительных прямых перевозок скоропортящихся пищевых продуктов в основном автомобильным транспортом. По конструкции кузова и способам охлаждения они аналогичны крупнотоннажным. Кроме машинного в контейнерах может применяться охлаждение льдосоляной смесью, «сухим» льдом или сжиженным азо-

том. В отличие от крупнотоннажных контейнеров для этих контейнеров не разработаны международные стандарты.

Преимущества перевозок скоропортящихся продуктов в контейнерах — транспортирование продуктов без перегрузки в пути (уменьшается потеря перевозимых продуктов), сокращение сроков перевозок примерно в 5 раз, снижение расходов на упаковку перевозимых продуктов. Схема циркуляции воздуха в контейнере показана на рис. 215, а размещение оборудования — на рис. 216.

### **Контрольные вопросы и задания**

1. Каково назначение холодильного транспорта?
2. Назовите особенности железнодорожного транспорта.
3. Какие системы охлаждения используют на автомобильном транспорте?
4. Каковы специфические особенности расположения холодильного оборудования на судах-рефрижераторах?
5. Перечислите системы охлаждения, применяемые в рефрижераторных контейнерах.

*Практические занятия 22, 23. Производственные экскурсии на предприятия по эксплуатации и ремонту железнодорожного холодильного транспорта, автомобильного холодильного транспорта и (по возможности) судовой холодильной установки с целью ознакомления с устройством, правилами эксплуатации и ремонта транспортных холодильных установок.*

## МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Цель курсового проекта — систематизация, углубление и закрепление знаний студентов по предмету.

Курсовой проект состоит из расчетно-пояснительной записки (40...50 страниц) и графической части (1—2 стандартных листа чертежей формата А1).

Записка должна содержать расчеты, подбор основного и вспомогательного холодильного оборудования, описание принятых технических решений и схем в соответствии с заданием. Все принятые технические решения должны быть аргументированы. При выполнении курсового проекта необходимо пользоваться расчетами, выполненными на практических занятиях. В записке также надо предусмотреть правила безопасности при проектировании и эксплуатации холодильной установки.

**Расчетно-пояснительная записка.** Расчетно-пояснительная записка должна быть краткой и четкой, содержать тепловой расчет холодильника и расчеты по подбору холодильного оборудования.

Расчетно-пояснительная записка содержит:

1) задание на курсовое проектирование, включающее назначение холодильника, его вместимость в условных тоннах или суточную мощность в тоннах производства (мясокомбината), город, в котором строится данный холодильник;

2) оглавление, указывающее наличие разделов и последовательность их изложения с обозначением номеров страниц, с которых начинается раздел. Номера страниц должны быть написаны столбиком;

3) введение, в котором рассматриваются вопросы, отражающие значение холодильной техники в данной отрасли промышленности, краткое описание города строительства и проектируемого холодильника, его назначение. В кратком описании города необходимо показать перспективы развития промышленности и сельского хозяйства в этом районе, привести параметры наружного воздуха в летний период времени, среднегодовую температуру грунта и воды;

4) расчетную часть, в которой в соответствии с заданием на курсовой проект приводятся расчеты строительных площадей камер и всего холодильника. По результатам этих расчетов выполня-

ют планировку холодильника, выбирают строительно-изоляционные конструкции и проводят расчет толщины теплоизоляции для ограждений холодильника.

При расчете толщины тепловой изоляции рекомендуется вычертить эскизы ограждающих конструкций с численными значениями толщины отдельных слоев (мм) и коэффициентов теплопроводности [(Вт/(м · К)] (см. рис. 153, 154). Расчеты следует приводить в табличной форме:

Расчет толщины тепловой изоляции

Ограждение	$t_b, ^\circ\text{C}$	$k_i$ Вт/(м <sup>2</sup> · К)	Вт/(м <sup>2</sup> · К)	Вт/(м <sup>2</sup> · К)	$\Sigma\delta_i/\lambda_i$	$\delta, \text{м}$	
						расчетное значение	стандартное значение
...	...	...	...	...	...	...	...

Тепловым расчетом определяют теплопритоки по отдельным камерам, а затем по всему холодильнику. Расчеты теплопритоков сводят в таблицы (см. главу 13, пример).

В разделе «Выбор расчетного режима работы холодильной установки и типа хладагента» определяют температуры кипения, конденсации, всасывания паров.

При выборе хладагента следует учитывать требования, предъявляемые к хладагентам, а также характер объекта проектирования.

Следует подбирать новое, серийно выпускаемое холодильное оборудование.

При выборе системы охлаждения камер надо проанализировать преимущества батарейной и воздушной систем охлаждения.

В разделах, связанных с выполнением расчетов, вначале дают краткое описание выполняемой в разделе работы, приводят требуемые для расчетов формулы. Необходимо дать пояснения ко всем величинам, входящим в формулы, привести единицы их измерения.

В разделе «Описание схемы трубопроводов» приводится описание работы холодильной установки, особенностей принятой схемы, преимущества перед другими схемами.

Раздел «Мероприятия по технике безопасности и противопожарной технике» состоит из подразделов, которые отражают основные требования:

предъявляемые к строительной части машинного и аппаратного отделений (конструкции ограждений, дверей и т. п.);

предъявляемые к размещению оборудования в машинном и аппаратном отделениях (установка оборудования, площадки для обслуживания, проходы);

предъявляемые к системе трубопроводов, предохранительным и контрольно-измерительным приборам.

В конце расчетно-пояснительной записки необходимо привести список используемой литературы, в котором должны быть пе-



речислены все книги, которыми пользовался студент в процессе работы над курсовым проектом.

**Графическая часть проекта.** Она должна включать планировку холодильника и схему холодильной установки.

**Примерная тематика курсовых проектов.**

Проект распределительного холодильника вместимостью \_\_\_\_\_ т в г. \_\_\_\_\_.

Проект холодильника при молочном комбинате мощностью \_\_\_\_\_ т в смену в г. \_\_\_\_\_.

Проект холодильника вместимостью \_\_\_\_\_ т при рыбокомбинате в г. \_\_\_\_\_.

Проект холодильника при мясокомбинате мощностью \_\_\_\_\_ т в сутки г. \_\_\_\_\_.

Проект холодильника для хранения фруктов вместимостью \_\_\_\_\_ т в г. \_\_\_\_\_.

**Оформление проекта.** *Расчетно-пояснительную записку* оформляют в соответствии с требованиями к выполнению текстовых документов по ГОСТ 2.105—79 (СТСЭВ-2667—80) с отдельными уточнениями, обусловленными учебным характером проекта. Она должна быть написана черными или синими чернилами (черной пастой) на гладких листах писчей бумаги размером 297×210 мм формат А4. Каждый лист имеет рамку шириной 5 мм и с левой стороны поле для подшивки шириной 20 мм. Снизу на поле каждого листа помещают основную надпись (ГОСТ 2.105—79).

Курсовой проект должен иметь титульный лист, надпись на котором выполняется черной тушью чертежным шрифтом, или на компьютере. Содержание записки подразделяется на разделы, подразделы и пункты. Разделы должны иметь порядковые номера, обозначенные арабскими цифрами. Нумерация пунктов должна быть в пределах каждого раздела. Номер пункта состоит из номера раздела, подраздела и пункта, разделенных точкой. Например: 2.1.1; 2.1.2 и т. д.

Каждый раздел расчетно-пояснительной записки начинают с новой страницы под соответствующим порядковым номером, указанным в оглавлении в соответствии с заданием на курсовое проектирование. Наименования подразделов записывают в виде заголовков более крупным шрифтом с расстоянием между заголовками и последующим текстом в 10 мм. В начале каждого подраздела дают краткое описание выполняемой в нем работы, приводят необходимые для расчета формулы.

Все величины, входящие в формулы, поясняют и приводят единицы их измерения. В дальнейшем формулы не повторяют, а только дают ссылку на них.

Все величины, принятые в расчетах, должны иметь ссылку на литературный источник, который указывается следующим образом:

$$q_v = 0,8 \text{ т/м}^3 [1] \text{ с ... табл. ...}$$

Общий объем расчетно-пояснительной записки не должен превышать 40...45 страниц, которые брошюруют и вкладывают в папку.

*Графическая часть проекта* включает: 1) план холодильника в масштабе 1:200; 1:400; 2) графическую схему холодильной установки (без масштаба).

Графическую часть выполняют в соответствии с действующими стандартами Единой системы конструкторской документации (ЕСКД) и системы проектной документации для строительства (СПДС) на листах формата А1 ГОСТ 2.301—68 (594×841 мм). На каждом листе должна быть рамка на расстоянии 5 мм от края. Слева оставляют поле шириной 20 мм. В правом нижнем углу располагают основную надпись, в которой указывают тему проекта, наименование листа, общее число листов графической части проекта, название колледжа, номер группы.

План холодильника удобно изображать на миллиметровой бумаге и брошюровать в записку. Схемы холодильных установок выполняют плоскими без соблюдения масштаба, не учитывая действительное расположение машин и аппаратов, которые изображают в виде условных графических обозначений. На трубопроводах указывают направление движения среды и буквенные или цифровые обозначения в разрывах линий трубопроводов для того, чтобы различить трубопроводы различного значения.

Оборудование нумеруют по порядку, начиная с единицы. Номера проставляют на полках линий-выносок. Пронумерованные элементы записывают в перечень элементов (в виде таблицы, заполняемой сверху вниз и располагаемой над основной надписью). Так как схема холодильной установки обычно занимает все поле чертежа, то перечень элементов выполняется на отдельных листах формата А4.

# ПРИЛОЖЕНИЯ

## Приложение 1

Параметры R 717 при температуре насыщения

Температура		Давление $p$ , МПа	Удельный объем $v$ , м <sup>3</sup> /кг		Удельная энтальпия $i$ , кДж/кг	
$t$ , °C	$T$ , К		жидкости	пара	жидкости	пара
-50	223,1	0,040	0,001424	2,625	193,27	1610,86
-49	224,1	0,043	0,001427	2,485	197,42	1612,58
-48	225,1	0,045	0,001429	2,353	202,02	1614,26
-47	226,1	0,048	0,001432	2,230	206,38	1615,97
-46	227,1	0,051	0,001434	2,114	210,36	1617,65
-45	228,1	0,054	0,001437	2,005	215,34	1619,32
-44	229,1	0,057	0,001439	1,903	219,68	1620,95
-43	230,1	0,060	0,001442	1,807	224,13	1622,63
-42	231,1	0,064	0,001444	1,717	228,61	1624,26
-41	232,1	0,068	0,001447	1,632	233,13	1625,90
-40	233,1	0,071	0,001449	1,552	237,49	1627,49
-39	234,1	0,075	0,001452	1,477	241,88	1629,12
-38	235,1	0,079	0,001454	1,406	246,28	1630,71
-37	236,1	0,084	0,001457	1,339	250,84	1632,30
-36	237,1	0,088	0,001460	1,276	255,32	1633,88
-35	238,1	0,093	0,001462	1,216	259,80	1635,44
-34	239,1	0,096	0,001465	1,160	264,16	1636,99
-33	240,1	0,103	0,001467	1,107	268,32	1638,54
-32	241,1	0,108	0,001470	1,056	273,24	1640,09
-31	242,1	0,113	0,001473	1,009	277,64	1641,60
-30	243,1	0,119	0,001476	0,964	282,20	1643,10
-29	244,1	0,125	0,001478	0,921	286,64	1644,61
-28	245,1	0,131	0,001480	0,881	291,16	1646,08
-27	246,1	0,138	0,001484	0,842	295,64	1647,54
-26	247,1	0,144	0,001487	0,806	300,12	1649,01
-25	248,1	0,151	0,001489	0,772	304,69	1650,47
-24	249,1	0,158	0,001492	0,739	309,17	1651,90
-23	250,1	0,166	0,001495	0,708	313,65	1658,32
-22	251,1	0,173	0,001498	0,678	318,17	1654,70
-21	252,1	0,181	0,001500	0,650	322,69	1656,13
-20	253,1	0,190	0,001504	0,624	327,21	1657,51
-19	254,1	0,198	0,001507	0,598	331,74	1658,85
-18	255,1	0,207	0,001521	0,574	336,26	1660,19
-17	256,1	0,216	0,001512	0,551	340,78	1661,53
-16	257,1	0,226	0,001515	0,530	345,34	1662,87
-15	258,1	0,236	0,001520	0,509	349,91	1664,16
-14	259,1	0,246	0,001521	0,489	354,43	1665,46
-13	260,1	0,257	0,001524	0,470	358,99	1666,76
-12	261,1	0,267	0,001528	0,452	363,60	1668,02

Температура		Давление $p$ , МПа	Удельный объем $v$ , м <sup>3</sup> /кг		Удельная энтальпия $i$ , кДж/кг	
$t$ , °С	$T$ , К		жидкости	пара	жидкости	пара
-11	262,1	0,279	0,001530	0,435	368,12	1669,27
-10	263,1	0,290	0,001534	0,419	372,69	1670,90
-9	264,1	0,302	0,001537	0,403	377,29	1671,70
-8	265,1	0,315	0,001540	0,388	381,90	1672,92
-7	266,1	0,328	0,001543	0,374	386,42	1674,09
-6	267,1	0,341	0,001546	0,360	391,11	1675,30
-5	268,1	0,354	0,001550	0,347	395,67	1676,43
-4	269,1	0,363	0,001553	0,334	400,23	1677,56
-3	270,1	0,383	0,001556	0,322	404,84	1678,69
-2	271,1	0,398	0,001560	0,311	409,45	1679,82
-1	272,1	0,413	0,001563	0,300	414,09	1680,91
0	273,1	0,429	0,001566	0,290	418,70	1682,00
1	274,1	0,445	0,001570	0,280	423,31	1683,05
2	275,1	0,462	0,001573	0,270	427,95	1684,10
3	276,1	0,479	0,001576	0,261	432,56	1685,10
4	277,1	0,497	0,001580	0,252	437,29	1686,15
5	278,1	0,515	0,001583	0,243	441,90	1687,15
6	279,1	0,534	0,001586	0,235	446,54	1688,11
7	280,1	0,553	0,001590	0,227	451,23	1689,08
8	281,1	0,573	0,001594	0,220	455,23	1690,04
9	282,1	0,594	0,001597	0,213	460,57	1690,92
10	283,1	0,614	0,001600	0,206	465,26	1691,88
11	284,1	0,636	0,001604	0,199	469,91	1692,76
12	285,1	0,658	0,001608	0,193	474,60	1693,60
13	286,1	0,681	0,001612	0,186	479,29	1694,48
14	287,1	0,704	0,001616	0,181	484,06	1695,32
15	288,1	0,728	0,001619	0,175	488,75	1696,15
16	289,1	0,752	0,001620	0,169	493,48	1696,99
17	290,1	0,777	0,001627	0,164	498,38	1697,83
18	291,1	0,803	0,001630	0,159	502,94	1698,54
19	292,1	0,830	0,001635	0,154	507,67	1699,29
20	293,1	0,857	0,001640	0,149	512,49	1700,05
21	294,1	0,884	0,001643	0,145	517,26	1700,76
22	295,1	0,913	0,001647	0,140	522,12	1701,47
23	296,1	0,942	0,001650	0,136	526,81	1702,14
24	297,1	0,972	0,001655	0,132	531,62	1702,85
25	298,1	1,002	0,001660	0,128	536,48	1703,44
26	299,1	1,034	0,001663	0,124	541,25	1704,07
27	300,1	1,065	0,001670	0,121	546,11	1704,78
28	301,1	1,098	0,001671	0,117	550,97	1705,37
29	302,1	1,132	0,001676	0,114	555,70	1705,91
30	303,1	1,166	0,001680	0,111	560,56	1706,45
31	304,1	1,201	0,001684	0,107	565,29	1706,96
32	305,1	1,237	0,001690	0,104	570,27	1707,50
33	306,1	1,274	0,001693	0,101	575,04	1707,96
34	307,1	1,311	0,001698	0,099	579,98	1708,46
35	308,1	1,349	0,001700	0,096	584,92	1708,88
36	309,1	1,399	0,001710	0,093	589,82	1709,34
37	310,1	1,429	0,001711	0,090	594,72	1709,76
38	311,1	1,469	0,001716	0,088	599,58	1710,10
39	312,1	1,511	0,001720	0,086	604,43	1710,35
40	313,1	1,554	0,001726	0,083	609,50	1710,68

Температура		Давление $p$ , МПа	Удельный объем $v$ , м <sup>3</sup> /кг		Удельная энтальпия $i$ , кДж/кг	
$t$ , °C	$T$ , К		жидкости	пара	жидкости	пара
41	314,1	1,597	0,001730	0,081	614,40	1711,02
42	315,1	1,642	0,001735	0,078	619,38	1711,35
43	316,1	1,687	0,001740	0,077	624,24	1711,56
44	317,1	1,734	0,001745	0,075	629,31	1711,73
45	318,1	1,781	0,001750	0,073	634,29	1711,94
46	319,1	1,829	0,001755	0,071	639,35	1712,06
47	320,1	1,877	0,001760	0,069	644,09	1712,11
48	321,1	1,929	0,001766	0,067	649,32	1712,19
49	322,1	1,980	0,001770	0,065	654,34	1712,27
50	323,1	2,032	0,001776	0,063	659,59	1712,36

## Приложение 2

## Параметры R22 при температуре насыщения

Температура		Давление $p$ , МПа	Удельный объем $v$ , м <sup>3</sup> /кг		Удельная энтальпия $i$ , кДж/кг	
$t$ , °C	$T$ , К		жидкости	пара	жидкости	пара
-50	223,1	0,064	0,000695	0,323	363,013	602,509
-48	225,1	0,071	0,000698	0,293	365,148	603,556
-46	227,1	0,079	0,000700	0,267	367,234	604,561
-44	229,1	0,087	0,000703	0,244	369,503	605,556
-42	231,1	0,095	0,000706	0,233	371,596	606,487
-40	233,1	0,105	0,000709	0,205	373,773	607,617
-38	235,1	0,115	0,000711	0,188	375,867	608,329
-36	237,1	0,126	0,000714	0,173	378,170	609,460
-34	239,1	0,138	0,000717	0,153	380,389	610,423
-32	241,1	0,151	0,000720	0,146	382,566	611,386
-30	243,1	0,164	0,000723	0,135	384,785	612,349
-28	245,1	0,178	0,000727	0,125	387,088	613,312
-26	247,1	0,194	0,000730	0,116	389,391	614,275
-24	249,1	0,209	0,000734	0,108	391,526	615,112
-22	251,1	0,227	0,000737	0,100	393,745	615,991
-20	253,1	0,246	0,000740	0,093	396,006	616,945
-18	255,1	0,264	0,000744	0,086	398,267	617,917
-16	257,1	0,286	0,000747	0,081	400,487	618,839
-14	259,1	0,306	0,000751	0,075	402,706	619,760
-12	261,1	0,330	0,000754	0,070	404,883	620,639
-10	263,1	0,355	0,000758	0,065	407,186	621,560
-8	265,1	0,381	0,000762	0,061	409,405	622,314
-6	267,1	0,403	0,000766	0,057	411,524	623,151
-4	268,1	0,437	0,000770	0,054	413,969	623,989
-2	271,1	0,467	0,000774	0,050	416,313	624,682
0	273,1	0,500	0,000779	0,047	418,700	625,663
2	275,1	0,531	0,000782	0,044	421,128	626,501
4	277,1	0,566	0,000787	0,042	423,557	627,254
6	279,1	0,606	0,000791	0,039	426,111	628,092
8	281,1	0,644	0,000796	0,037	428,749	628,887
10	283,1	0,685	0,000800	0,035	431,261	629,557
12	285,1	0,727	0,000805	0,033	433,773	630,227

Температура		Давление $p$ , МПа	Удельный объем $v$ , м <sup>3</sup> /кг		Удельная энтальпия $i$ , кДж/кг	
$t$ , °C	$T$ , K		жидкости	пара	жидкости	пара
14	287,1	0,771	0,000810	0,031	436,495	631,065
16	289,1	0,817	0,000814	0,029	439,091	631,693
18	291,1	0,865	0,000819	0,027	441,729	632,237
20	293,1	0,916	0,000824	0,026	444,366	632,781
22	295,1	0,969	0,000829	0,024	447,088	633,367
24	297,1	1,023	0,000834	0,023	449,768	633,828
26	299,1	1,081	0,000840	0,022	452,615	634,498
28	301,1	1,140	0,000845	0,021	455,336	634,959
30	303,1	1,202	0,000850	0,019	458,225	635,503
32	305,1	1,267	0,000857	0,018	460,989	635,880
34	307,1	1,333	0,000863	0,017	463,794	636,298
36	309,1	1,402	0,000869	0,017	466,557	636,550
38	311,1	1,472	0,000876	0,016	469,363	636,717
40	313,1	1,548	0,000883	0,015	472,168	636,929
42	315,1	1,625	0,000890	0,014	475,015	637,220
44	317,1	1,705	0,000897	0,013	477,862	637,387
46	319,1	1,787	0,000905	0,013	480,751	637,413
48	321,1	1,873	0,000913	0,012	483,640	637,638
50	323,1	1,964	0,000922	0,011	486,655	637,806

## Приложение 3

## Термодинамические свойства R134a при температуре насыщения

Температура		Давление $p$		Удельный объем $v$ , м <sup>3</sup> /кг		Удельная энтальпия $i$ , кДж/кг		Удельная энтропия $s$ , кДж/(кг·К)	
$T$ , K	$t$ , °C	бар	МПа	жидко- сти · 10 <sup>-3</sup>	пара	жидко- сти	пара	жидко- сти	пара
233	-40	0,516	0,052	0,7055	0,35692	149,97	372,85	0,8030	1,7589
234	-39	0,544	0,054	0,7069	0,34001	151,15	373,48	0,8080	1,7575
235	-38	0,572	0,057	0,7083	0,32405	152,33	374,11	0,8130	1,7562
236	-37	0,602	0,060	0,7098	0,30898	153,51	374,74	0,8180	1,7548
237	-36	0,633	0,063	0,7113	0,29474	154,70	375,37	0,8231	1,7535
238	-35	0,665	0,066	0,7127	0,28128	155,89	375,99	0,8281	1,7523
239	-34	0,699	0,070	0,7142	0,26855	157,09	376,62	0,8331	1,7510
240	-33	0,734	0,073	0,7157	0,25651	158,29	377,24	0,8381	1,7498
241	-32	0,770	0,077	0,7172	0,24511	159,49	377,87	0,8431	1,7486
242	-31	0,808	0,081	0,7187	0,23431	160,70	378,49	0,8480	1,7474
243	-30	0,847	0,085	0,7202	0,22408	161,91	379,11	0,8530	1,7463
244	-29	0,888	0,089	0,7218	0,21438	163,13	379,73	0,8580	1,7452
245	-28	0,930	0,093	0,7233	0,20518	164,35	380,35	0,8630	1,7441
246	-27	0,974	0,097	0,7249	0,19645	165,57	380,97	0,8679	1,7430
247	-26	1,020	0,102	0,7264	0,18817	166,80	381,59	0,8729	1,7420
248	-25	1,067	0,107	0,7280	0,18030	168,03	382,21	0,8778	1,7410
249	-24	1,116	0,112	0,7296	0,17282	169,26	382,82	0,8828	1,7400
250	-23	1,167	0,117	0,7312	0,16571	170,50	383,44	0,8877	1,7390
251	-22	1,219	0,122	0,7328	0,15896	171,74	384,05	0,8927	1,7380
252	-21	1,274	0,127	0,7345	0,15253	172,99	384,67	0,8976	1,7371
253	-20	1,330	0,133	0,7361	0,14641	174,24	385,28	0,9025	1,7362

Температура		Давление $p$		Удельный объем $v$ , $\text{м}^3/\text{кг}$		Удельная энthalпия $i$ , $\text{кДж}/\text{кг}$		Удельная энтропия $s$ , $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	
$T$ , К	$t$ , °С	бар	МПа	жидко- сти · 10 <sup>-3</sup>	пара	жидко- сти	пара	жидко- сти	пара
254	-19	1,388	0,139	0,7378	0,14059	175,49	385,89	0,9075	1,7353
255	-18	1,448	0,145	0,7394	0,13504	176,75	386,50	0,9124	1,7345
256	-17	1,511	0,151	0,7411	0,12975	178,01	387,11	0,9173	1,7336
257	-16	1,575	0,158	0,7428	0,12471	179,27	387,71	0,9222	1,7328
258	-15	1,641	0,164	0,7445	0,11991	180,54	388,32	0,9271	1,7320
259	-14	1,710	0,171	0,7463	0,11533	181,81	388,92	0,9320	1,7312
260	-13	1,781	0,178	0,7480	0,11095	183,09	389,52	0,9369	1,7304
261	-12	1,854	0,185	0,7498	0,10678	184,36	390,12	0,9418	1,7297
262	-11	1,929	0,193	0,7515	0,10279	185,65	390,72	0,9467	1,7289
263	-10	2,007	0,200	0,7533	0,09898	186,93	391,32	0,9515	1,7282
264	-9	2,088	0,209	0,7551	0,09534	188,22	391,92	0,9564	1,7275
265	-8	2,170	0,217	0,7569	0,09186	189,52	392,51	0,9613	1,7269
266	-7	2,256	0,226	0,7588	0,08853	190,82	393,10	0,9661	1,7262
267	-6	2,344	0,234	0,7606	0,08535	192,12	393,70	0,9710	1,7255
268	-5	2,434	0,243	0,7625	0,08230	193,42	394,28	0,9758	1,7249
269	-4	2,527	0,253	0,7644	0,07938	194,73	394,87	0,9807	1,7243
270	-3	2,623	0,262	0,7663	0,07659	196,04	395,46	0,9855	1,7237
271	-2	2,722	0,272	0,7682	0,07391	197,36	396,04	0,9903	1,7231
272	-1	2,824	0,282	0,7701	0,07135	198,68	396,62	0,9952	1,7225
273	0	2,928	0,293	0,7721	0,06889	200,00	397,20	1,0000	1,7220
274	1	3,036	0,304	0,7740	0,06653	201,33	397,78	1,0048	1,7214
275	2	3,146	0,315	0,7760	0,06427	202,66	398,36	1,0096	1,7209
276	3	3,260	0,326	0,7781	0,06210	203,99	398,93	1,0144	1,7204
277	4	3,376	0,338	0,7801	0,06001	205,33	399,50	1,0192	1,7199
278	5	3,496	0,350	0,7821	0,05801	206,67	400,07	1,0240	1,7194
279	6	3,619	0,362	0,7842	0,05609	208,02	400,64	1,0288	1,7189
280	7	3,746	0,375	0,7863	0,05425	209,37	401,21	1,0336	1,7184
281	8	3,876	0,388	0,7884	0,05248	210,72	401,77	1,0384	1,7179
282	9	4,009	0,401	0,7906	0,05077	212,08	402,33	1,0432	1,7175
283	10	4,145	0,415	0,7927	0,04913	213,44	402,89	1,0480	1,7170
284	11	4,286	0,429	0,7949	0,04756	214,80	403,44	1,0527	1,7166
285	12	4,429	0,443	0,7971	0,04604	216,17	404,00	1,0575	1,7162
286	13	4,577	0,458	0,7994	0,04458	217,54	404,55	1,0623	1,7158
287	14	4,728	0,477	0,8016	0,04318	218,92	405,10	1,0670	1,7154
288	15	4,883	0,488	0,8039	0,04183	220,30	405,64	1,0718	1,7150
289	16	5,042	0,504	0,8062	0,04052	221,68	406,18	1,0765	1,7146
290	17	5,204	0,520	0,8085	0,03927	223,07	406,72	1,0813	1,7142
291	18	5,371	0,537	0,8109	0,03806	224,44	407,26	1,0859	1,7139
292	19	5,541	0,554	0,8133	0,03690	225,84	407,80	1,0907	1,7135
293	20	5,716	0,572	0,8157	0,03577	227,23	408,33	1,0954	1,7132
294	21	5,895	0,590	0,8182	0,03469	228,64	408,86	1,1001	1,7128
295	22	6,078	0,608	0,8206	0,03365	230,05	409,38	1,1049	1,7125
296	23	6,265	0,627	0,8231	0,03264	231,46	409,91	1,1096	1,7122
297	24	6,457	0,646	0,8257	0,03166	232,87	410,42	1,1143	1,7118
298	25	6,653	0,665	0,8283	0,03072	234,29	410,94	1,1190	1,7115
299	26	6,853	0,685	0,8309	0,02982	235,72	411,45	1,1237	1,7112
300	27	7,058	0,706	0,8335	0,02894	237,15	411,96	1,1285	1,7109
301	28	7,267	0,727	0,8362	0,02809	238,58	412,47	1,1332	1,7106
302	29	7,482	0,748	0,8389	0,02727	240,02	412,97	1,1379	1,7103
303	30	7,701	0,770	0,8416	0,02648	241,46	413,47	1,1426	1,7100
304	31	7,924	0,792	0,8444	0,02572	242,91	413,96	1,1473	1,7097

Температура		Давление $p$		Удельный объем $v$ , $\text{м}^3/\text{кг}$		Удельная энтальпия $i$ , $\text{кДж}/\text{кг}$		Удельная энтропия $s$ , $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	
$T$ , К	$t$ , °С	бар	МПа	жидко- сти · $10^{-3}$	пара	жидко- сти	пара	жидко- сти	пара
305	32	8,153	0,815	0,8473	0,02498	244,36	414,45	1,1520	1,7094
306	33	8,386	0,839	0,8501	0,02426	245,82	414,94	1,1567	1,7091
307	34	8,625	0,863	0,8530	0,02357	247,28	415,42	1,1614	1,7088
308	35	8,868	0,887	0,8560	0,02290	248,75	415,90	1,1661	1,7085
309	36	9,117	0,912	0,8590	0,02225	250,22	416,37	1,1708	1,7082
310	37	9,371	0,937	0,8620	0,02162	251,70	416,84	1,1755	1,7079
311	38	9,630	0,963	0,8651	0,02102	253,18	417,30	1,1802	1,7077
312	39	9,894	0,989	0,8682	0,02043	254,67	417,76	1,1849	1,7074
313	40	10,164	1,016	0,8714	0,01986	256,16	418,21	1,1896	1,7071
314	41	10,439	1,044	0,8747	0,01930	257,66	418,66	1,1943	1,7068
315	42	10,720	1,072	0,8779	0,01877	259,16	419,11	1,1990	1,7065
316	43	11,007	1,101	0,8813	0,01825	260,67	419,54	1,2037	1,7062
317	44	11,299	1,130	0,8847	0,01774	262,19	419,98	1,2084	1,7059
318	45	11,597	1,160	0,8882	0,01726	263,71	420,40	1,2131	1,7056
319	46	11,901	1,190	0,8917	0,01678	265,24	420,83	1,2178	1,7053
320	47	12,211	1,221	0,8953	0,01632	266,77	421,24	1,2225	1,7050
321	48	12,526	1,253	0,8989	0,01588	268,32	421,65	1,2273	1,7047
322	49	12,848	1,285	0,9026	0,01544	269,86	422,05	1,2320	1,7044
323	50	13,115	1,318	0,9064	0,01502	271,42	422,44	1,2367	1,7041

## Приложение 4

## Параметры R12 при температуре насыщения

Температура		Давление $p$ , МПа	Удельный объем $v$ , $\text{м}^3/\text{кг}$		Удельная энтальпия $i$ , $\text{кДж}/\text{кг}$	
$t$ , °С	$T$ , К		жидкости	пара	жидкости	пара
-50	223,1	0,039	0,000647	0,385	354,55	528,90
-48	225,1	0,043	0,000649	0,350	356,29	529,84
-46	227,1	0,048	0,000651	0,319	358,05	530,78
-44	229,1	0,053	0,000654	0,291	359,81	531,72
-42	231,1	0,058	0,000657	0,267	361,57	532,66
-40	233,1	0,064	0,000659	0,244	363,34	533,60
-38	235,1	0,070	0,000662	0,224	365,12	534,54
-36	237,1	0,077	0,000664	0,206	366,90	535,48
-34	239,1	0,084	0,000667	0,189	368,69	536,42
-32	241,1	0,092	0,000670	0,175	370,49	537,36
-30	243,1	0,100	0,000672	0,161	372,29	538,30
-28	245,1	0,109	0,000675	0,149	374,10	539,23
-26	247,1	0,118	0,000678	0,138	375,91	540,17
-24	249,1	0,128	0,000681	0,128	377,73	541,10
-22	251,1	0,139	0,000683	0,119	379,56	542,03
-20	253,1	0,150	0,000687	0,111	381,38	542,96
-18	255,1	0,164	0,000690	0,103	383,22	543,88
-16	257,1	0,175	0,000692	0,096	385,06	544,80
-14	259,1	0,189	0,000695	0,090	386,91	545,72
-12	261,1	0,203	0,000699	0,084	388,76	546,64
-10	263,1	0,219	0,000702	0,078	390,63	547,55
-8	265,1	0,235	0,000705	0,073	392,48	548,46



Температура		Давление $p$ , МПа	Удельный объем $v$ , м <sup>3</sup> /кг		Удельная энтальпия $i$ , кДж/кг	
$t$ , °C	$T$ , К		жидкости	пара	жидкости	пара
-6	267,1	0,252	0,000708	0,069	394,36	549,37
-4	269,1	0,269	0,000711	0,064	396,23	550,27
-2	271,1	0,288	0,000714	0,060	398,12	551,17
0	273,1	0,308	0,000717	0,057	400,00	552,06
2	275,1	0,329	0,000720	0,053	401,90	552,95
4	277,1	0,351	0,000724	0,050	403,80	553,84
6	279,1	0,373	0,000727	0,047	405,70	554,71
8	281,1	0,397	0,000731	0,045	407,62	555,59
10	283,1	0,423	0,000734	0,042	409,54	556,45
12	285,1	0,449	0,000738	0,040	411,46	557,32
14	287,1	0,476	0,000741	0,038	413,38	558,17
16	289,1	0,505	0,000745	0,035	415,32	559,02
18	291,1	0,535	0,000749	0,033	417,27	559,86
20	293,1	0,566	0,000752	0,032	419,22	560,69
22	295,1	0,599	0,000757	0,030	421,18	561,51
24	297,1	0,633	0,000760	0,028	423,14	562,33
26	299,1	0,668	0,000764	0,027	425,11	563,13
28	301,1	0,705	0,000769	0,026	427,10	563,93
30	303,1	0,743	0,000773	0,024	429,08	564,72
32	305,1	0,783	0,000778	0,023	431,08	565,49
34	307,1	0,824	0,000782	0,022	433,09	566,26
36	309,1	0,867	0,000787	0,021	435,10	567,01
38	311,1	0,911	0,000792	0,020	437,12	567,75
40	313,1	0,958	0,000797	0,019	439,16	568,48
42	315,1	1,005	0,000802	0,018	441,20	569,19
44	317,1	1,055	0,000807	0,017	443,25	569,89
46	319,1	1,106	0,000813	0,016	445,32	570,57
48	321,1	1,159	0,000819	0,015	447,40	571,24
50	323,1	1,214	0,000824	0,015	449,49	571,89

## Приложение 5

## Термодинамические свойства R 404a при температуре насыщения

Температура		Давление $p$		Удельный объем $v$ , м <sup>3</sup> /кг		Удельная энтальпия $i$ , кДж/кг		Удельная энтропия $s$ , кДж/(кг·К)	
$T$ , К	$t$ , °C	бар	МПа	жидко- сти · 10 <sup>-3</sup>	пара	жидко- сти	пара	жидко- сти	пара
223	-50	0,827	0,083	0,7726	0,22296	132,39	337,30	0,7299	1,6482
224	-49	0,869	0,087	0,7744	0,21282	133,62	337,96	0,7354	1,6470
225	-48	0,913	0,091	0,7761	0,20324	134,85	338,61	0,7409	1,6458
226	-47	0,958	0,096	0,7779	0,19418	136,09	339,26	0,7463	1,6447
227	-46	1,006	0,100	0,7797	0,18561	137,33	339,91	0,7518	1,6436
228	-45	1,055	0,106	0,7816	0,17749	138,57	340,57	0,7572	1,6426
229	-44	1,106	0,110	0,7834	0,16980	139,81	341,22	0,7626	1,6415
230	-43	1,159	0,116	0,7853	0,16251	141,06	341,87	0,7680	1,6406
231	-42	1,214	0,121	0,7872	0,15559	142,31	342,52	0,7735	1,6396
232	-41	1,271	0,127	0,7891	0,14903	143,57	343,17	0,7789	1,6386
233	-40	1,330	0,133	0,7911	0,14281	144,83	343,81	0,7843	1,6377

Температура		Давление $p$		Удельный объем $v$ , $\text{м}^3/\text{кг}$		Удельная энтальпия $i$ , $\text{кДж}/\text{кг}$		Удельная энтропия $s$ , $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	
$T$ , К	$t$ , °С	бар	МПа	жидко- сти $\cdot 10^{-3}$	пара	жидко- сти	пара	жидко- сти	пара
234	-39	1,391	0,139	0,7931	0,13689	146,09	344,46	0,7896	1,6368
235	-38	1,454	0,145	0,7951	0,13128	147,36	345,11	0,7950	1,6360
236	-37	1,520	0,152	0,7971	0,12593	148,63	345,75	0,8004	1,6351
237	-36	1,587	0,159	0,7992	0,12086	149,91	346,40	0,8058	1,6343
238	-35	1,658	0,166	0,8012	0,11602	151,65	347,05	0,8131	1,6336
239	-34	1,730	0,173	0,8034	0,11142	152,92	347,69	0,8184	1,6328
240	-33	1,805	0,180	0,8055	0,10704	154,20	348,33	0,8237	1,6321
241	-32	1,882	0,188	0,8077	0,10287	155,48	348,97	0,8290	1,6313
242	-31	1,962	0,196	0,8099	0,09889	156,77	349,60	0,8343	1,6306
243	-30	2,045	0,205	0,8121	0,09510	159,17	350,26	0,8441	1,6300
244	-29	2,130	0,213	0,8143	0,09148	160,44	350,89	0,8493	1,6294
245	-28	2,218	0,222	0,8166	0,08803	161,72	351,52	0,8545	1,6287
246	-27	2,309	0,231	0,8189	0,08473	163,00	352,16	0,8596	1,6281
247	-26	2,402	0,240	0,8213	0,08158	164,28	352,79	0,8648	1,6275
248	-25	2,499	0,250	0,8236	0,07858	165,57	353,41	0,8699	1,6269
249	-24	2,598	0,260	0,8261	0,07570	166,86	354,04	0,8751	1,6264
250	-23	2,701	0,270	0,8285	0,07295	168,16	354,66	0,8802	1,6258
251	-22	2,806	0,281	0,8310	0,07032	169,47	355,29	0,8854	1,6253
252	-21	2,915	0,291	0,8335	0,06781	170,77	355,91	0,8905	1,6248
253	-20	3,027	0,303	0,8361	0,06540	172,08	356,52	0,8957	1,6243
254	-19	3,142	0,314	0,8387	0,06309	173,40	357,14	0,9008	1,6238
255	-18	3,260	0,326	0,8413	0,06088	174,72	357,75	0,9060	1,6233
256	-17	3,382	0,338	0,8440	0,05876	176,05	358,36	0,9111	1,6228
257	-16	3,507	0,351	0,8467	0,05673	177,38	358,97	0,9162	1,6224
258	-15	3,635	0,363	0,8495	0,05479	178,71	359,58	0,9214	1,6220
259	-14	3,767	0,377	0,8523	0,05292	180,06	360,18	0,9265	1,6215
260	-13	3,903	0,390	0,8551	0,05113	181,40	360,78	0,9316	1,6211
261	-12	4,043	0,404	0,8580	0,04941	182,75	361,38	0,9367	1,6207
262	-11	4,186	0,419	0,8610	0,04775	184,13	361,97	0,9420	1,6204
263	-10	4,333	0,433	0,8640	0,04617	185,48	362,56	0,9470	1,6200
264	-9	4,484	0,448	0,8670	0,04464	186,85	363,15	0,9522	1,6196
265	-8	4,639	0,464	0,8701	0,04318	188,22	363,74	0,9573	1,6192
266	-7	4,798	0,480	0,8733	0,04177	189,60	364,32	0,9624	1,6189
267	-6	4,961	0,496	0,8765	0,04041	190,98	364,90	0,9676	1,6186
268	-5	5,128	0,513	0,8798	0,03911	192,37	365,47	0,9727	1,6182
269	-4	5,299	0,530	0,8831	0,03785	193,77	366,04	0,9778	1,6179
270	-3	5,475	0,548	0,8865	0,03665	195,17	366,61	0,9829	1,6176
271	-2	5,655	0,566	0,8899	0,03548	196,57	367,17	0,9881	1,6172
272	-1	5,839	0,584	0,8934	0,03436	197,99	367,73	0,9932	1,6169
273	0	6,028	0,603	0,8970	0,03328	199,41	368,28	0,9984	1,6166
274	1	6,222	0,622	0,9006	0,03224	200,83	368,83	1,0035	1,6163
275	2	6,420	0,642	0,9043	0,03124	202,26	369,38	1,0086	1,6160
276	3	6,622	0,662	0,9080	0,03027	203,70	369,92	1,0138	1,6157
277	4	6,830	0,683	0,9119	0,02934	205,15	370,46	1,0189	1,6154
278	5	7,043	0,704	0,9158	0,02844	206,60	370,99	1,0241	1,6151

Продолжение

Плотность при +15 °С, кг/л	Содержание соли, %		Температура замерзания, °С	Удельная теплоемкость, кДж/(кг · К)				
	в растворе	На 100 частей воды		0	-10	-20	-30	-40
1,25	25,6	35,2	-34,6	2,839	2,813	2,788	2,763	—
1,26	27,5	37,9	-38,6	2,809	2,784	2,759	2,734	—
1,27	28,4	39,7	-43,6	2,780	2,755	2,730	2,705	2,679
1,28	29,4	41,6	-50,1	2,755	2,730	2,705	2,679	2,654
1,286*	29,9	42,7	-55,0	2,732	2,713	2,688	2,663	2,633
1,29	30,3	43,5	-50,6	2,726	2,700	2,675	2,650	2,625
1,30	31,2	45,4	-41,6	2,700	2,675	2,650	2,625	2,600
1,31	32,1	47,3	-27,1	2,675	2,650	2,625	—	—
1,32	33,0	49,3	-23,9	2,650	2,625	2,596	2,596	—
1,33	33,9	51,3	21,2	2,625	2,600	2,571	—	—
1,34	34,7	53,2	-15,6	2,600	2,575	—	—	—
1,35	35,6	55,3	-10,2	2,579	2,550	—	—	—
1,36	36,4	57,4	-5,1	2,584	—	—	—	—
1,37	37,3	59,5	-0,0	2,529	—	—	—	—

\* Эвтектический раствор.

### Приложение 8

#### Плотность рассола NaCl, кг/л

Массовая доля соли в растворе, %	Температура, °С					
	-20	-10	0	10	20	30
5	—	—	1,03820	1,03659	1,03405	1,03074
6	—	—	1,04590	1,04403	1,04131	1,03786
7	—	—	1,05361	1,05150	1,04860	1,04503
8	—	—	1,06133	1,05900	1,05594	1,05225
9	—	—	1,06909	1,06654	1,06332	1,05951
10	—	—	1,07686	1,07411	1,07074	1,06682
11	—	—	1,08467	1,08173	1,07821	1,07411
12	—	—	1,09251	1,08939	1,08572	1,08158
13	—	—	1,10039	1,09709	1,09329	1,08904
14	—	—	1,10830	1,10483	1,10090	1,09656
15	—	1,11945	1,11626	1,11262	1,10857	1,10413
16	—	1,12765	1,12427	1,12047	1,11630	1,11177
17	—	1,13588	1,13232	1,12833	1,12409	1,11946
18	—	1,14415	1,14041	1,13634	1,13193	1,12722
19	—	1,15246	1,14857	1,14436	1,13984	1,13504
20	—	1,16082	1,15678	1,15244	1,14782	1,14293
21	—	1,16923	1,16505	1,16058	1,15586	1,1089
22	—	1,17770	1,17337	1,16880	1,16397	1,15891
23	1,19044	1,18622	1,18176	1,17707	1,17215	1,16702
24	—	1,19480	1,19022	1,18542	1,18040	1,17519
25	—	—	1,19874	1,19383	1,18873	1,18344

Приложение 9

Плотность рассола CaCl<sub>2</sub>, кг/л

Массовая доля соли в растворе, %	Температура, °C						
	-30	-20	-10	0	10	20	30
5	—	—	—	1,0488	1,0425	1,0402	1,0369
6	—	—	—	1,0528	1,0513	1,0489	1,0456
7	—	—	—	1,0619	1,0602	1,0577	1,0544
8	—	—	—	1,0710	1,0691	1,0664	1,0629
9	—	—	—	1,0802	1,0781	1,0753	1,0718
10	—	—	—	1,0895	1,0872	1,0843	1,0808
11	—	—	—	1,0989	1,0964	1,0934	1,0899
12	—	—	—	1,1083	1,1056	1,1025	1,0993
13	—	—	—	1,1178	1,1150	1,1117	1,1079
14	—	—	—	1,1274	1,1244	1,1210	1,1172
15	—	—	1,1396	1,1371	1,1340	1,1304	1,1261
16	—	—	1,1449	1,1469	1,1438	1,1399	1,1357
17	—	—	1,1597	1,1568	1,1534	1,1495	1,1451
18	—	—	1,1698	1,1667	1,1632	1,1592	1,1548
19	—	—	1,1801	1,1768	1,1731	1,1690	1,1645
20	—	—	1,1904	1,1869	1,1831	1,1788	1,1742
21	—	1,2046	1,2010	1,1972	1,1932	1,1889	1,1844
22	—	1,2150	1,2114	1,2075	1,2033	1,1989	1,1942
23	—	1,2260	1,2221	1,2180	1,2137	1,2092	1,2045
24	—	1,2369	1,2328	1,2285	1,2240	1,2194	1,2146
25	—	1,2481	1,2437	1,2392	1,2346	1,2299	1,2251
26	1,2634	1,2634	1,2590	1,2545	1,2499	1,2452	1,2354
27	1,2749	1,2703	1,2656	1,2608	1,2559	1,2510	1,2460
28	1,2868	1,2818	1,2768	1,2718	1,2668	1,2617	1,2567
29	1,2981	1,2930	1,2879	1,2828	1,2777	1,2725	1,2674
30	1,3098	1,2045	1,2933	1,2940	1,2888	1,2835	1,2783

Приложение 10

Теплофизические свойства водного раствора этиленгликоля

Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Массовая доля этиленгликоля, %	Температура замерзания, °C	Удельная теплоемкость водного раствора этиленгликоля [кДж/(кг · K)] при t, °C				
			50	20	0	-10	-20
1005	4,6	-2	4,14	4,14	4,10	—	—
1010	8,4	-4	4,10	4,06	4,06	—	—
1015	12,2	-5	4,06	4,02	3,98	—	—
1020	16,0	-7	4,02	3,94	3,89	—	—
1025	19,8	-10	3,98	3,89	3,85	—	—
1030	23,6	-13	3,94	3,85	3,77	3,77	—
1035	27,4	-15	3,85	3,74	3,73	3,68	—
1040	31,2	-17	3,81	3,73	3,64	3,64	—
1045	35,0	-21	3,73	3,64	3,56	3,56	—
1050	38,5	-26	3,68	3,56	3,52	3,48	3,43
1055	42,6	-29	3,60	3,48	3,43	3,39	3,35
1060	46,4	-33	3,52	3,39	3,35	3,31	3,26

## Приложение 11

### Теплофизические свойства теплоносителей «Экосол» и «Экофрост»

Температура, °С	Плотность, кг/м³			Теплопроводность, Вт/(м·К)			Вязкость, МПа·с		
	«Экосол 40»	«Экосол 65»	«Экофрост»	«Экосол 40»	«Экосол 65»	«Экофрост»	«Экосол 40»	«Экосол 65»	«Экофрост»
-40	1071	1078	—	0,44	0,45	—	327	—	—
-30	—	—	—	—	—	—	—	121	—
-20	1063	1066	971	0,44	0,44	0,343	51,6	93,7	19,76
-10	—	—	965,5	—	—	0,345	28,2	46	10,04
0	1056	1058	961,5	0,43	0,44	0,350	16,2	26	5,42
10	—	—	956,5	—	—	0,358	9,7	14,7	3,24
20	1046	1048	—	0,43	0,44	—	6,48	—	—

## Приложение 12

### Технические характеристики судовых винтовых компрессорных агрегатов

Параметр	5ВХ-350/5ФС (низкотемпературный)	5ВХ-350/2,6АС (высокотемпературный)	5ВХ-350/4АС (среднетемпературный)	6ВХ-700/2,66АС (поджимающий)
Температура кипения, °С	-25...-45	-25...5	-35...-5	-45...25
Температура конденсации (промежуточная) $t_k$ ( $t_{пр}$ ), °С	42	45	45	-5
Геометрическая степень сжатия $\phi$	5	2,6	4	2,6
Диапазон регулирования производительности, %	Автоматическое, 100...25			
Максимальный унос масла, г/ч	100	120	100	220
Объемный расход воды, м³/ч	12,5	29	29	24,5
Максимальная температура воды, °С	32	32	32	32
Номинальная мощность электродвигателя при $n = 49,2 \text{ с}^{-1}$ , кВт	160	185	185	100
Хладагент	R22	R717	R717	R717
Марка масла	ХА30 (ГОСТ5546-66), ХС40 (ТУ3840151-73)	ХА30 (ГОСТ5546-66)	ХА30 (ГОСТ5546-66)	ХА30 (ГОСТ5546-66)
Масса агрегата (сухая), кг	4330	4100	4100	5200
Габаритные размеры агрегата, мм:				
длина	3400	2900	2900	3200
ширина	1000	1150	1150	1600
высота	2100	2100	2100	2100

Расчетные параметры наружного воздуха

Город	Географическая широта	Глубина промерзания глинистых и суглинистых грунтов, см	Температура, °С			Относительная влажность, %	
			средне-годовая	расчетная летняя	расчетная зимняя	расчетная летняя	расчетная зимняя
Алма-Ата	44	95	8,7	34	-25	35	68
Архангельск	64	165	0,8	27	-32	63	88
Астана	52	180	1,4	33	-35	42	80
Астрахань	48	90	9,4	34	-22	37	79
Ашхабад	36	—	16,3	40	-11	21	65
Баку	40	—	14,4	34	-4	46	72
Барнаул	52	210	1,1	31	-39	44	67
Батуми	40	—	14,4	29	-1	71	68
Бишкек	44	85	9,8	35	-23	31	63
Брест	52	80	7,4	25	-20	55	82
Брянск	52	100	4,9	30	-24	53	84
Вильнюс	56	85	6,2	28	-23	58	84
Владивосток	44	—	4,0	23	-25	75	90
Владикавказ	44	—	7,9	30	-14	61	74
Владимир	56	135	3,4	29	-27	57	85
Вологда	60	150	2,2	28	-31	61	84
Волгоград	48	115	7,6	35	-22	33	83
Воронеж	52	130	5,4	33	-25	47	83
Грозный	44	—	10,1	34	-16	47	84
Днепропетровск	48	90	8,5	33	-24	43	83
Душанбе	40	—	14,2	36	-14	24	56
Екатеринбург	56	190	1,2	30	-31	54	77
Ереван	40	—	11,6	35	-19	32	66
Запорожье	48	85	9,0	34	-23	42	82
Иваново	56	130	2,7	30	-28	56	84
Иркутск	52	ВМГ	-1,1	29	-38	58	78
Казань	56	165	2,8	30	-30	53	83
Киев	52	170	7,2	31	-21	52	82
Кишинев	48	—	9,4	32	-15	45	76
Краснодар	44	—	10,8	34	-19	46	79
Красноярск	56	ВМГ	0,5	30	-40	56	69
Куйбышев	52	160	3,8	32	-27	48	84
Курск	52	115	5,4	30	-24	53	86
Луганск	48	80	7,0	33	-25	39	81

Город	Географическая широта	Глубина промерзания глинистых и суглинистых грунтов, см	Температура, °С			Относительная влажность, %	
			средне-годовая	расчетная летняя	расчетная зимняя	расчетная летняя	расчетная зимняя
Львов	48	—	6,7	29	-19	58	80
Минск	52	90	5,4	28	-25	56	85
Москва	56	140	4,8	30	-25	54	83
Мурманск	68	ВМГ	0,0	25	-28	63	85
Нижний Новгород	56	155	3,1	29	-30	56	84
Новороссийск	44	—	12,7	33	-13	53	72
Новосибирск	56	220	-0,1	30	-39	56	77
Одесса	48	—	9,9	32	-18	55	81
Омск	56	215	0,0	31	-37	52	80
Оренбург	52	160	3,9	34	-29	40	78
Пермь	56	190	1,5	29	-34	57	83
Полтава	48	80	7,0	31	-22	48	85
Рига	56	90	5,6	27	-20	63	83
Ростов-на-Дону	48	90	8,7	33	-22	41	84
Самарканд	40	—	12,9	37	-13	25	61
Санкт-Петербург	60	120	4,3	27	-25	59	85
Саратов	52	145	5,3	33	-25	41	83
Смоленск	56	110	4,4	28	-26	60	88
Сочи	44	—	13,4	32	-15	70	68
Таллин	60	95	5,0	26	-21	71	85
Тамбов	53	130	4,8	32	-27	49	83
Ташкент	40	—	13,3	37	-15	24	62
Тбилиси	40	—	12,7	34	-7	40	59
Томск	56	210	-0,6	29	-40	59	78
Тюмень	56	ВМГ	1,3	31	-35	58	78
Уфа	56	180	2,8	32	-29	53	82
Хабаровск	48	100	1,4	32	-32	67	71
Харьков	52	100	6,9	32	-23	47	81
Херсон	48	—	9,8	33	-18	41	83
Чита	52	ВМГ	-2,7	32	-38	53	64
Ялта	44	—	13,0	33	-6	56	71
Ярославль	56	145	2,7	28	-31	58	82

Примечания: 1. При глубине промерзания грунта менее 80 см в соответствующей графе прочерк.

2. ВМГ — зона вечномерзлых грунтов.

## Удельная энthalпия продукта, кДж/кг

Продукт	Температура продукта, °С												
	-20	-18	-12	-8	-2	0	2	4	8	12	20	35	40
Мясо говяжье, птица	0	4,6	22,2	39,4	98,9	232,5	238,8	245,5	258,5	271,1	297,1	345,0	361,0
Баранина	0	4,6	21,8	38,5	96,0	224,2	230,5	236,7	249,3	261,9	287,0	334,0	349,8
Свинина	0	4,6	21,4	37,3	91,8	212,0	217,9	224,2	236,3	248,5	272,8	317,8	332,2
Субпродукты мясные	0	5,0	24,3	43,2	109,8	261,5	268,6	275,3	289,5	303,4	331,4	384,0	401,0
Рыба													
тощая	0	5,0	24,7	43,6	111,9	266,0	273,2	280,3	295,4	308,4	336,5	388,0	406,0
жирная	0	5,0	24,3	42,3	106,4	249,3	256,4	263,1	277,0	290,4	317,6	369,0	385,0
Яйцо в скорлупе	—	—	—	—	230,9	237,6	243,9	250,1	262,7	275,3	300,4	347,5	362,7
Масло сливочное	0	3,8	17,6	29,3	60,3	95,1	101,4	107,7	121,5	138,7	182,7	240,0	253,6
Молоко цельное	0	5,4	25,1	42,3	111,5	319,3	326,8	334,8	350,7	366,6	398,9	458,0	477,0
Простокваша, кефир	—	—	—	—	—	0	8,0	13,9	31,4	47,3	78,6	—	—
Сметана	—	—	—	—	—	0	5,9	13,0	29,3	44,4	73,7	—	—
Творог	0	9,4	41,2	63,7	147,8	299,1	305,5	313,0	326,9	344,4	369,4	—	—
Сыр	—	—	—	1,3	14,3	19,7	25,2	31,0	42,3	53,2	75,7	—	—
Мороженое сливочное	0	7,1	34,8	62,4	221,2	227,9	234,6	241,3	254,8	268,2	295,0	344,6	361,4
Виноград, вишня, абрикосы	0	7,5	36,5	66,6	229,2	236,3	243,4	250,6	264,8	279,1	307,5	360,5	378,0
Фрукты и плоды других видов	0	6,7	29,7	51,1	211,2	271,9	279,5	287,0	302,1	317,2	347,4	403,0	421,0



Условные обозначения, принятые в схемах холодильных установок

А — холодильные агрегаты  
 Б — батареи непосредственного охлаждения, рассольные  
 БЗ — батарея змеевиковая  
 БР — бак расширительный  
 Д — детандер  
 ДК — дренажный коллектор  
 ЖК — жидкостный коллектор  
 И — испаритель  
 ИК — испаритель кожухотрубный  
 ИП — испаритель панельный  
 Кд — конденсатор  
 Км — компрессор  
 М — электродвигатель (мотор)  
 МО — маслоотделитель  
 МС — маслозаправочный сосуд  
 НВ — насос водяной  
 НР — насос рассольный  
 НЦ, НГ — насос центробежный герметичный аммиачный  
 НМ, НШ — насос масляный, шестеренный  
 ОВ — отделитель воздуха  
 ОЖ — отделитель жидкости  
 ОК — оттаивательный коллектор  
 П — переохладитель  
 ПК — паровой коллектор

СП — промежуточный сосуд  
 СР — станция распределительная  
 ПХ — промежуточный холодильник  
 РВ — регулирующий вентиль  
 РД — ресивер дренажный  
 РЗ — ресивер защитный  
 РЛ — ресивер линейный  
 РЦ — ресивер циркуляционный  
 СВ — соленоидный вентиль  
 ТО — теплообменник  
 ТРВ — терморегулирующий вентиль  
 ЦВД — цилиндр высокого давления  
 ЦНД — цилиндр низкого давления  
 Ф — фильтр  
 ФО — фильтр-осушитель

Трубопроводы

Рабочая среда

1 — вода  
 2 — водный пар  
 3 — воздух  
 11 — аммиак

14 — смазочное масло

18 — фреон

28 — хладоноситель

а — аварийный

д — дренажный

о — оттаивательный

г — горячий

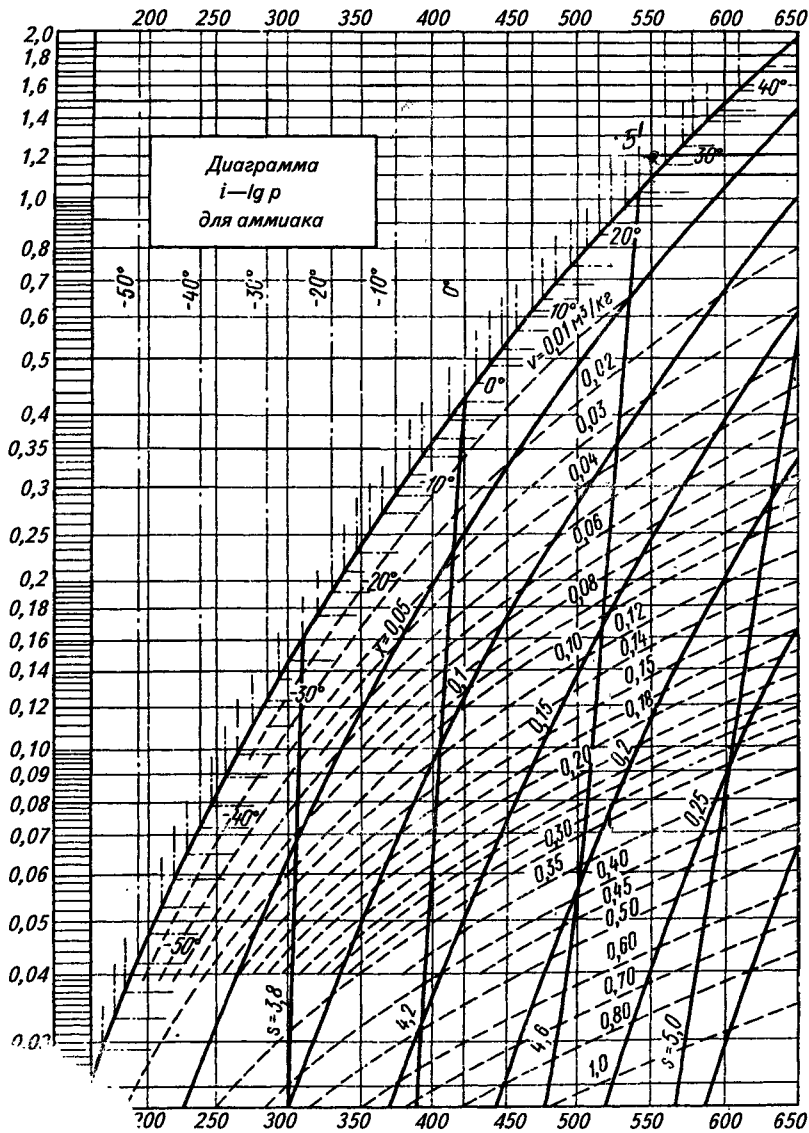
т — теплый

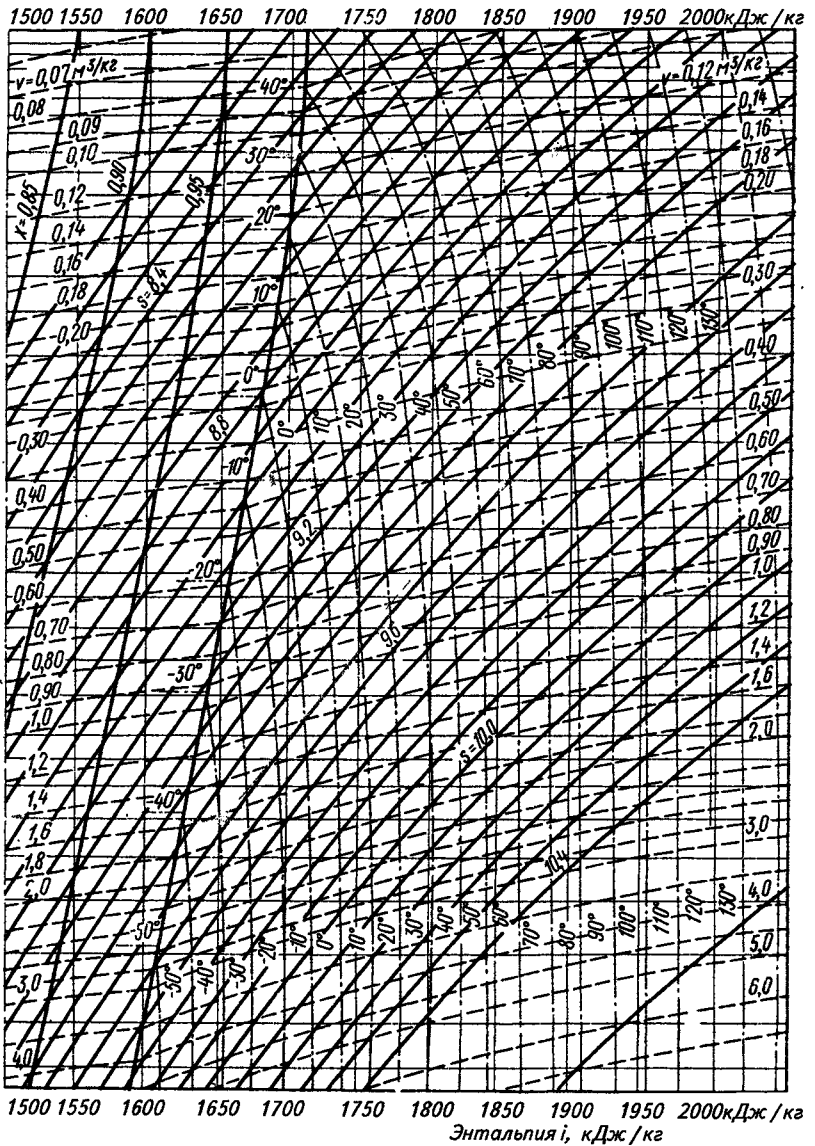
х — холодный

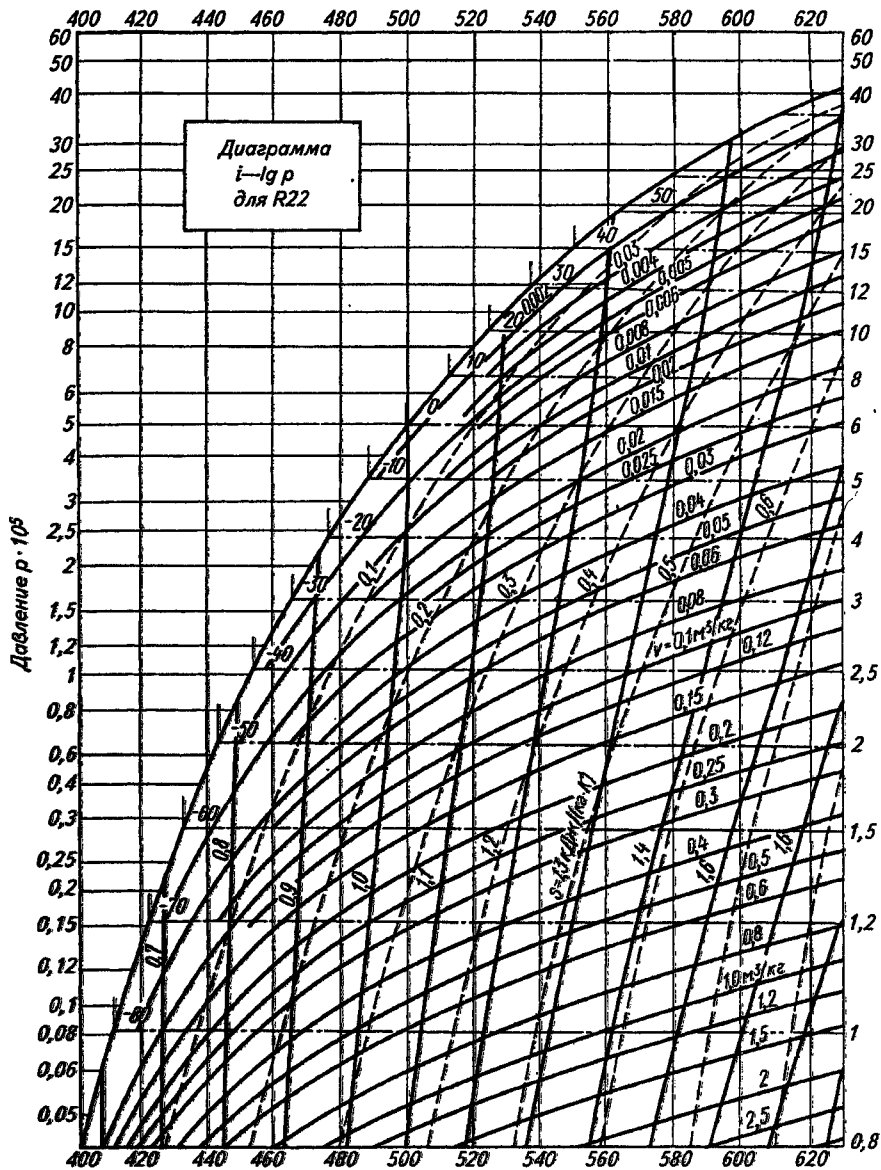
у — уравнивательный

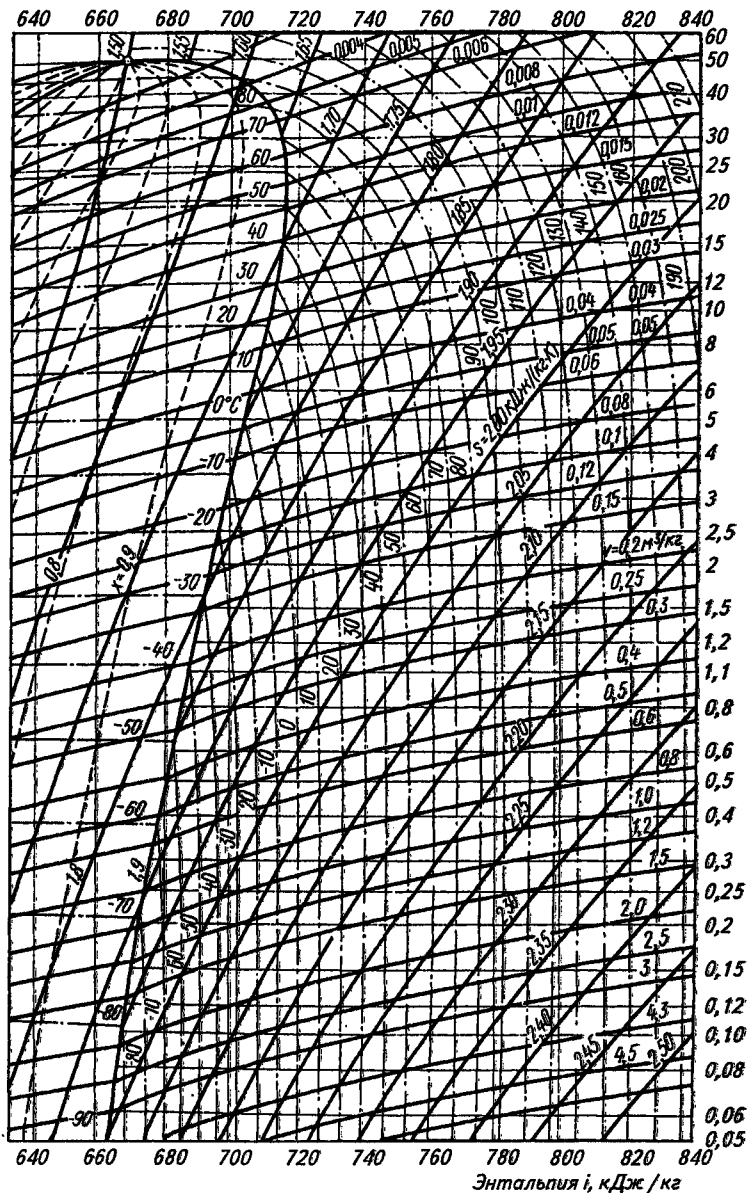
ж — жидкость

п — пар

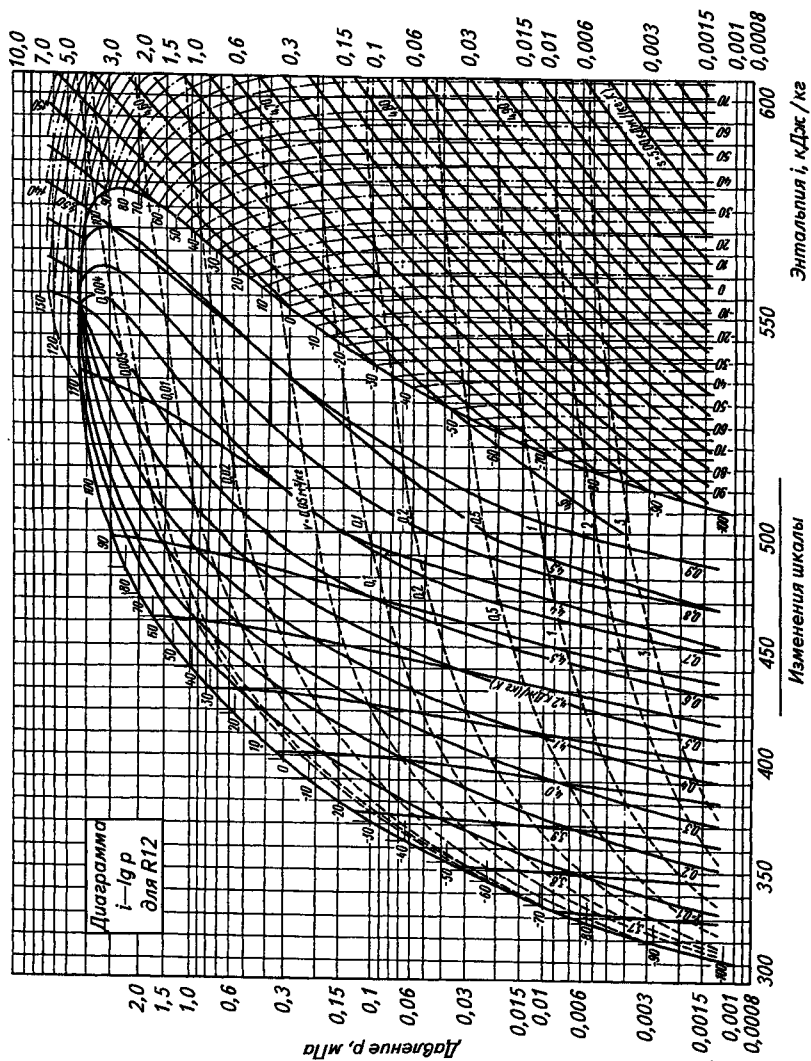




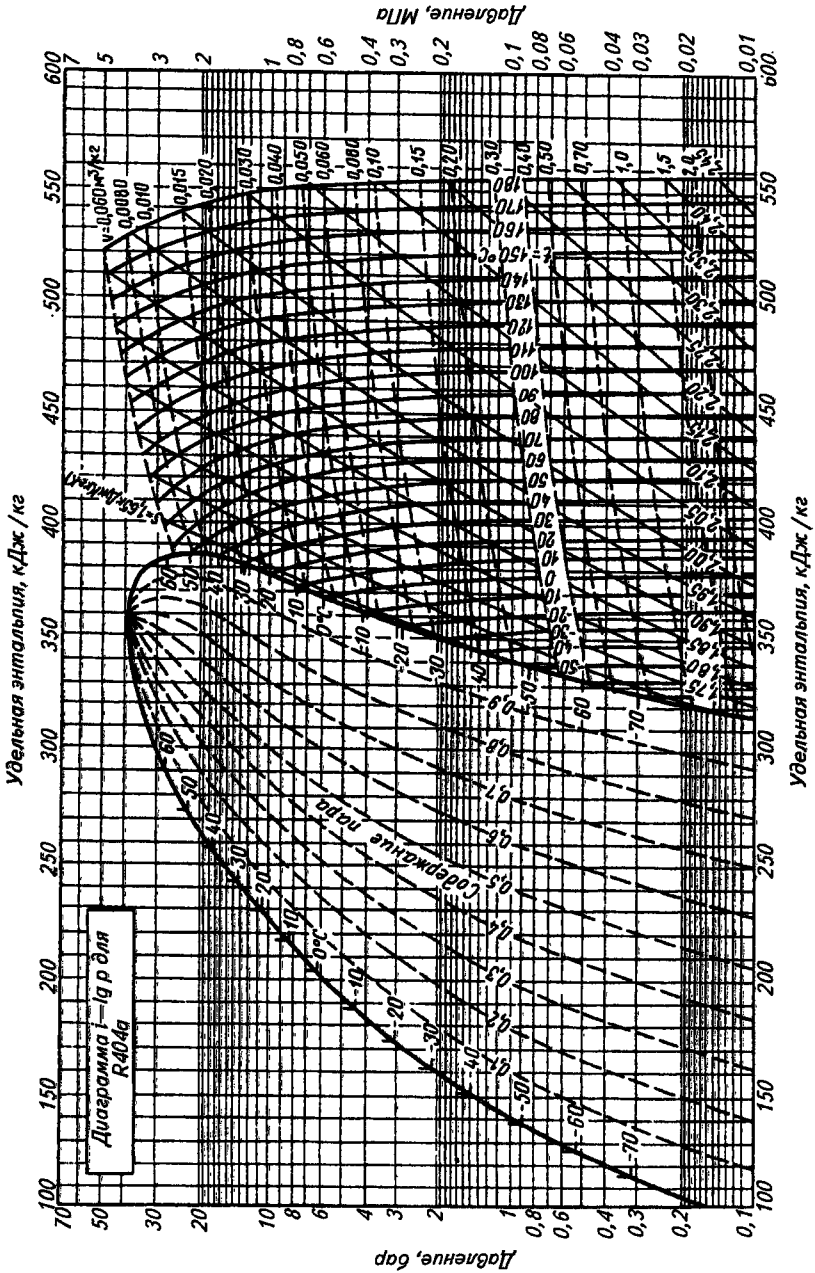












## СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

---

1. Еркин А. П., Коренев А. М., Харитонов В. П. Устройство и эксплуатация холодильных установок. — М.: Пищевая промышленность, 1980. — 312 с.
2. Зеликовский И. Х., Каплан Л. Г. Малые холодильные машины и установки. Справочник. — М.: Пищевая промышленность, 1979. — 445 с.
3. Курьлев Е. С., Оносовский В. В., Румянцев Ю. Д. Холодильные установки. — Л.: Политехника, 2000. — 576 с.
4. Лашутина Н. Г., Суедов В. П., Полушкин В. И. Холодильно-компрессорные машины и установки. — М.: Колос, 1994. — 431 с.
5. Лашутина Н. Г. Холодильная техника в мясной и молочной промышленности. — М.: Агропромиздат, 1989. — 176 с.
6. Правила устройства и безопасной эксплуатации холодильных систем. — СПб. — ЦОТПБСП, 2004. — 51 с.
7. Холодильная техника. Справочник. Проектирование холодильных сооружений. — М.: Пищевая промышленность, 1978. — 255 с.
8. Холодильная техника. Справочник. Теплофизические основы получения искусственного холода. — М.: Пищевая промышленность, 1980. — 231 с.
9. Холодильная техника. Справочник. Холодильные компрессоры. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. — 279 с.
10. Холодильная техника. Справочник. Эксплуатация холодильников. — М.: Пищевая промышленность, 1977. — 207 с.
11. Холодильная техника. Справочник. Применение холода в пищевой промышленности. — М.: Пищевая промышленность, 1979. — 270 с.
12. Холодильная техника. Журналы, 1995—2005.
13. ГОСТ 27.002—83. Надежность в технике. Термины и определения. — М.: Издательство стандартов: 1983.
14. СНиП 2.11.02—87; СНиП П 33—75.

# ОГЛАВЛЕНИЕ

<i>Введение</i> .....	3-
<b>Раздел 1. ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ</b> .....	7
<b>Глава 1. Термодинамические основы работы холодильных машин</b> .....	7
1.1. Понятие о теплоте и холоде .....	7
1.2. Способы получения низких температур .....	9
1.3. Тепловые диаграммы .....	13
1.4. Обратный круговой процесс .....	15
<b>Глава 2. Холодильные агенты и хладоносители</b> .....	20
2.1. Холодильные агенты .....	20
2.2. Хладоносители .....	33
<b>Глава 3. Холодильные циклы одноступенчатого сжатия</b> .....	38
3.1. Воздушная компрессионная холодильная машина .....	38
3.2. Паровая компрессионная холодильная машина с расширительным цилиндром .....	40
3.3. Действительный цикл паровой компрессионной холодильной машины .....	41
<b>Глава 4. Холодильные циклы многоступенчатого сжатия</b> .....	50
4.1. Многоступенчатое сжатие в компрессоре .....	50
4.2. Циклы двухступенчатого сжатия .....	51
4.3. Цикл трехступенчатого сжатия .....	59
4.4. Каскадные циклы холодильных машин .....	59
<b>Глава 5. Компрессоры холодильных машин</b> .....	63
5.1. Назначение и классификация компрессоров холодильных машин .....	63
5.2. Поршневые одноступенчатые компрессоры .....	64
5.3. Поршневые двухступенчатые компрессоры .....	101
5.4. Ротационные компрессоры .....	103
5.5. Винтовые компрессоры .....	107
5.6. Спиральные компрессоры .....	113
5.7. Турбокомпрессоры (центробежные компрессоры) .....	116
5.8. Действительный рабочий процесс поршневого компрессора .....	120
5.9. Объемные потери действительного компрессора .....	121
5.10. Холодопроизводительность компрессора .....	125
5.11. Энергетические потери и мощность компрессора .....	126
5.12. Тепловой расчет и подбор одноступенчатого компрессора .....	129
5.13. Тепловой расчет и подбор двухступенчатого компрессора .....	131
5.14. Рабочий процесс ротационного компрессора .....	134
5.15. Рабочий процесс винтового компрессора .....	136
5.16. Рабочий процесс турбокомпрессора .....	137
<b>Глава 6. Теплообменные аппараты холодильных установок</b> .....	143
6.1. Конденсаторы .....	143
6.2. Устройства для охлаждения оборотной воды .....	160
6.3. Испарители и приборы охлаждения .....	166
<b>Глава 7. Вспомогательное оборудование, арматура и трубопроводы</b> .....	196
7.1. Резервы .....	196
7.2. Маслоотделители и маслособиратели .....	202
7.3. Отделители жидкости .....	206
7.4. Промежуточные сосуды .....	208
7.5. Воздухоотделители .....	209

7.6. Фильтры, осушители .....	212
7.7. Насосы .....	214
7.8. Арматура и трубы .....	217
<b>Глава 8. Теплоиспользующие холодильные машины</b> .....	<b>229</b>
8.1. Термодинамические свойства и диаграммы растворов, применяемых в абсорбционных холодильных машинах .....	229
8.2. Схемы и расчеты абсорбционных холодильных машин .....	230
8.3. Аппараты абсорбционной холодильной машины .....	237
8.4. Малые абсорбционные холодильные машины .....	240
8.5. Пароэжекторная холодильная машина .....	242
<b>Раздел 2. ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ</b> .....	<b>244</b>
<b>Глава 9. Холодильные предприятия</b> .....	<b>244</b>
9.1. Назначение и классификация холодильников .....	244
9.2. Расчет вместимости и площади холодильника .....	248
9.3. Современные принципы планировок различных типов холодиль- ников .....	261
<b>Глава 10. Изоляционные материалы и конструкции холодильных сооружений</b> .....	<b>286</b>
10.1. Теплоизоляционные материалы .....	286
10.2. Гидро- и пароизоляционные материалы .....	293
10.3. Теплоизоляционные конструкции холодильников .....	295
10.4. Расчет толщины теплоизоляционного слоя .....	303
<b>Глава 11. Способы охлаждения помещений</b> .....	<b>306</b>
11.1. Анализ способов охлаждения помещений .....	306
11.2. Системы охлаждения .....	311
<b>Глава 12. Схемы холодильных установок</b> .....	<b>317</b>
12.1. Требования к схемам холодильных установок. Условные обозна- чения в схемах .....	317
12.2. Схемы узлов оборудования, относящегося к машинному отделению .....	318
12.3. Схемы узла подачи жидкого холодильного агента в испарительную систему .....	322
12.4. Схемы фреоновых холодильных установок .....	334
12.5. Рассольные схемы .....	337
<b>Глава 13. Тепловой расчет холодильных сооружений</b> .....	<b>340</b>
13.1. Цель теплового расчета .....	340
13.2. Определение расчетных параметров. Расчетные параметры наружного воздуха .....	342
13.3. Тепловой расчет холодильника .....	343
<b>Глава 14. Малые холодильные установки</b> .....	<b>357</b>
14.1. Торговое холодильное оборудование .....	357
14.2. Бытовые холодильники .....	367
<b>Глава 15. Естественный и искусственный лед</b> .....	<b>370</b>
15.1. Физические свойства водного льда .....	370
15.2. Различные способы заготовки естественного водного льда .....	371
15.3. Производство искусственного водного льда .....	375
15.4. Системы ледяного и льдосоляного охлаждения .....	380
15.5. Производство и применение «сухого» льда .....	384
<b>Глава 16. Холодильный транспорт</b> .....	<b>394</b>
16.1. Железнодорожный холодильный транспорт .....	395
16.2. Автомобильный холодильный транспорт .....	398
16.3. Водный холодильный транспорт .....	403
16.4. Контейнеры для перевозки пищевых продуктов .....	405
<i>Методические указания по выполнению курсового проекта</i> .....	<i>408</i>
<i>Приложения</i> .....	<i>412</i>
<i>Список рекомендуемой литературы</i> .....	<i>437</i>

Учебное издание

Лашутина Надежда Григорьевна,  
Верхова Татьяна Александровна,  
Судов Владимир Петрович

## ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И УСТАНОВКИ

*Учебник для средних специальных учебных заведений*

Художественный редактор *В. А. Чуракова*  
Компьютерная верстка и графика *С. И. Шаровой*  
Корректор *Н. С. Седова*

Сдано в набор 01.09.05. Подписано в печать 10.05.06. Формат 60×88 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Бумага офсетная. Гарнитура Ньютон. Печать офсетная. Усл. печ. л. 26,95.  
Изд. № 026. Тираж 1500 экз. Заказ № 1196

ООО «Издательство «КолосС», 101000, Москва, ул. Мясницкая, д. 17.  
Почтовый адрес: 129090, Москва, Астраханский пер., д. 8.  
Тел. (495) 680-99-86, тел./факс (495) 680-14-63, e-mail: koloss@koloss.ru,  
наш сайт: www.koloss.ru

Отпечатано с готовых диапозитивов в ГУП РМЭ  
«Марийский полиграфическо-издательский комбинат»,  
424000, г. Йошкар-Ола, ул. Комсомольская, 112

ISBN 5-9532-0345-4



9 785953 203456

