

В. И. Канторович
И. М. Гиль

**УСТРОЙСТВО,
МОНТАЖ
И РЕМОНТ
ХОЛОДИЛЬНЫХ
УСТАНОВОК**

**ДЛЯ КАДРОВ
МАССОВЫХ
ПРОФЕССИЙ**

31.35.
к19

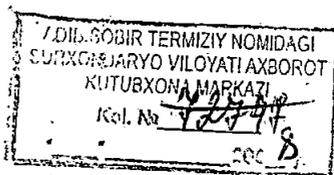
В. И. Канторович
И. М. Гиль

УСТРОЙСТВО, МОНТАЖ И РЕМОНТ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

ИЗДАНИЕ ЧЕТВЕРТОЕ, ПЕРЕРАБО-
ТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

Под общей редакцией
В. И. КАНТОРОВИЧА

Одобрено Ученым советом Государственного коми-
тета СССР по профессионально-техническому обра-
зованию в качестве учебника для профессиональ-
ного обучения рабочих на производстве



МОСКВА
АГРОПРОМИЗДАТ
1985

ББК 31. 392

К-19

УДК 621.565: 69. 057. 16 (075)

Рецензент: инж. Л. И. КОРСУНСКИЙ (гострест Росторгмонтаж)

Канторович В. И., Гиль И. М.

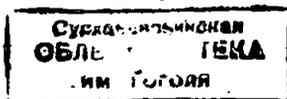
К-19 Устройство, монтаж и ремонт холодильных установок. — 4-е изд., перераб. и доп.—М.: Агропромиздат, 1985.—320 с.

В книге рассмотрены физические основы получения холода, теоретические циклы холодильных машин, конструкция компрессоров и аппаратов, схемы холодильных машин и их автоматизация, установки кондиционирования воздуха, а также монтаж, ремонт и техническое обслуживание компрессионных холодильных установок, которые находят наиболее широкое применение в предприятиях торговли и в пищевой промышленности.

Предназначена для подготовки квалифицированных рабочих в средних профессионально-технических училищах.

К $\frac{2303050000-113}{035(01)-85}$ 3-85

Т П изд-ва «Легкая и пищ. пром.»



ББК 31392
6П2.28

- © Издательство «Пищевая промышленность», 1973.
- © ВО «Агропромиздат», 1985, с изменениями.

ВВЕДЕНИЕ

Решения XXVI съезда КПСС и майского (1982 г.) Пленума ЦК КПСС, на котором была одобрена Продовольственная программа, направлены на увеличение производства продуктов питания в стране. При этом особая роль в обеспечении сохранности продукции сельского хозяйства отводится холодильной технике.

В настоящее время искусственный холод применяется:

в пищевой промышленности, торговле и общественном питании. — стационарные: холодильники различной мощности, холодильный транспорт (железнодорожный, водный и автомобильный), торговое холодильное оборудование;

в химической промышленности — охлаждение, сжижение и разделение газов, получение различных синтетических материалов и пр.;

при проходке шахт и туннелей для замораживания водоносных грунтов;

при кондиционировании воздуха на промышленных предприятиях и в местах отдыха (кинотеатры, рестораны, гостиницы, библиотеки и др.);

в металлургии — закалка металлов холодом для повышения твердости и износоустойчивости;

в медицине — операции сердечно-сосудистой системы, внутренних органов и головного мозга с применением охлаждения, что замедляет окислительно-восстановительные процессы и позволяет без ущерба для самых чувствительных клеток организма производить самые сложные операции в течение длительного времени;

в фармацевтической промышленности — при изготовлении и хранении в течение длительного времени плазмы крови, различных вакцин и других медицинских препаратов;

в биологии, шелководстве, цветоводстве и пр.

Широкое применение и огромные темпы роста холодильной техники в народном хозяйстве требуют подготовки специалистов.

Настоящий учебник предназначен для подготовки механиков по монтажу, ремонту и техническому обслуживанию холодильных установок.

В отличие от предыдущих изданий (1960, 1963 и 1973 гг.) в этом учебнике большое внимание уделено современным хладагентам, расчету циклов в тепловых диаграммах и схемам автоматизации холодильных установок.

Содержание учебника отвечает основным программам курсов «Основы холодильной техники и холодильное оборудование» и «Монтаж, техническое обслуживание и ремонт холодильных установок».

Главы 2—6, 8—11, 13, 14 и приложения написаны В. И. Канторовичем; главы 1, 7 и введение — И. М. Гилем; глава 12 (кроме § 5) — Г. В. Мамоновой и В. И. Канторовичем, § 5 главы 12 — Е. Г. Ямпольским.

ОБОЗНАЧЕНИЯ, НАИМЕНОВАНИЯ И ЕДИНИЦЫ (СИ) ФИЗИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН

- c — удельная теплоемкость, Дж/(кг·К);
 c_p — то же, при постоянном давлении;
 c — относительный мертвый объем компрессора (в долях от объема цилиндра);
 D — диаметр цилиндра, м;
 d — диаметр, м;
 F — площадь теплопередающей поверхности, м²;
 f — площадь проходного сечения, м²;
 g — ускорение свободного падения, м/с² ($g \approx 9,81$ м/с²);
 H — высота уровня, м;
 H — энтальпия, Дж;
 h — удельная энтальпия, Дж/кг;
 k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);
 L — работа, Дж;
 l — удельная работа, Дж/кг;
 l — длина, м;
 m — масса, кг;
 M — массовый расход, кг/с (M_1, M_2 — требуемый; $M_{км1}, M_{км2}$ — действительный);
 N — мощность, Вт;
 N_e — эффективная мощность (на валу компрессора), Вт;
 $N_{э}$ — электрическая мощность, Вт;
 n — частота вращения, с⁻¹;
 p — давление, Па;
 Q — теплота, Дж;
 \dot{Q} — тепловой поток (отношение количества теплоты ко времени), Вт;
 Q_0 — холодопроизводительность машины, компрессора, Вт;
 q_0 — удельная холодопроизводительность хладагента, Дж/кг;
 q_k — удельная тепловая нагрузка на конденсатор, Дж/кг;
 q_v — объемная холодопроизводительность ($q_v = q_0/v$), Дж/м³;
 R — удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К);
 r — удельная теплота парообразования, Дж/кг;
 S — ход поршня, м;
 S — энтропия, Дж/К;
 s — удельная энтропия, Дж/(кг·К);
 T — температура абсолютная, К;
 t — температура, °С;
 $t_{вд}$ ($t_{вд1}, t_{вд2}$) — » воды (на входе и выходе аппарата);
 $t_{вв}$ — » воздуха;
 $t_{вс}$ — » всасывания;
 $t_{зам}$ — » замерзания;
 t_k — » конденсации;
 $t_{кр}$ — » критической точки;
 t_n — » нагнетания, наружная;
 $t_{об}$ — » объекта (камеры, шкафа и т. д.);
 $t_{р1}, t_{р2}$ — » рассола на входе и выходе из испарителя;
 t_p — » рассола средняя;
 $t_{тр}$ — » в тройной точке;
 t_0 — » кипения;
 $t_{он}$ — » нормальная температура кипения (при давлении 0,101 МПа);
 t_u — » переохлаждения (перед регулирующим вентилем);
 Δt — разность температур;
 V — объем, м³;
 V — объемный расход, требуемая производительность компрессора, м³/с;
 V_t — теоретическая производительность компрессора, м³/с;
 $V_{км}$ — действительная производительность компрессора, м³/с;
 v — удельный объем вещества, м³/кг.

- v', v'' — удельный объем соответственно жидкости и сухого насыщенного пара;
 w — скорость, м/с;
 x — степень сухости пара;
 z — число цилиндров;
 α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);
 δ — толщина, м;
 ε — холодильный коэффициент ($\varepsilon = Q_0/N$ — безразмерная величина);
 $\varepsilon_{\text{д}}, \varepsilon_{\text{т}}$ — то же, в действительном и теоретическом цикле;
 η — коэффициент полезного действия компрессора;
 λ — коэффициент подачи компрессора;
 λ — теплопроводность, Вт/(м·К);
 $\rho (\rho', \rho'')$ — плотность (жидкости, пара), кг/м³; кг/л;
 τ — время, с.

СОКРАЩЕННЫЕ НАЗВАНИЯ УЗЛОВ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СХЕМАХ

- Аб — абсорбер
 Б — бак
 В — верхний контакт
 В — вентиль
 ВК — всасывающий коллектор
 ВО — воздухоохладитель
 ВР — водорегулирующий вентиль
 Г — генератор
 Гр — градирня
 Д (ДК, ДН, ДВ) — электродвигатель (компрессора, насоса, вентилятора)
 Др — дроссель нерегулируемый
 ДР — дренажный ресивер
 ДК — дренажный коллектор
 Дт — детандер
 ЖК — жидкостный коллектор
 ЗР — защитный ресивер
 ЗУ — задающее устройство
 И — испаритель
 ИМ — исполнительный механизм
 К — камера, калорифер
 Кд — конденсатор
 Км — компрессор
 КТр — капиллярная трубка
 ЛР — линейный ресивер
 М — манометр
 МО — маслоотделитель
 МС — маслосорбник
 МОх — маслоохладитель
 Н — насос; настройка; нижний контакт
 Нг — нагреватель
 ОВ — отделитель воздуха
 ОЖ — отделитель жидкости
 ОК — обратный клапан, оросительная камера
 ОтК — оттаивательный коллектор
 Ох — охладитель
 ПО — переохладитель
 ПР (ПРВ) — поплавковый регулятор
 ПС — промежуточный сосуд
 Р — ресивер
 РВ — регулирующий вентиль; реле времени
 РД — реле давления
 РЕ — расширительная емкость
 РКС — реле контроля смазки
 РО — регулирующий орган
 РТ — реле температуры

РХ — распределительный холодильник
СВ — соленоидный вентиль
ТО — теплообменник
ТРВ — терморегулирующий вентиль
Ус — усилитель
Ф — фильтр
ФМ — фильтр масляный
ФО — фильтр-осушитель
ФФ — фильтр фреоновый
ЦР — циркуляционный ресивер
ЧЭ — чувствительный элемент
Э — эжектор
ЭС — элемент сравнения
ЭК — электромагнитный клапан (см. СВ)

СОКРАЩЕНИЯ В ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СХЕМАХ

АВ — автоматический выключатель
ВК — выключатель концевой
Зв — звонок
ИП — импульсный преобразователь
ИУ — измерительное устройство
КП — кнопка пуска
КР — ключ режимов (см. ПР)
КС — кнопка «Стоп»
Л, ЛС — лампочка, лампочка сигнальная
ЛК — лампочка красная
П — пускатель
ПК, ПН — пускатель компрессора, насоса
ПО — пусковая обмотка
ПР — пускатель реверсивный, переключатель режимов (см. КР)
ПрУ — преобразователь уровня
Пр — предохранитель
Р — реле промежуточное
РА — реле аварийное.
РВ — реле времени
РД — реле давления
РН — реле напряжения
РО — рабочая обмотка
РП — реле пусковое (реле промежуточное)
РР — реле расхода
РС — реле сброса сигнала
РУ — реле управления (компрессором)
РУ — реле уровня
РУ — распределительное устройство
R_т — термосопротивление
ОС — обратная связь
СВ — соленоидный вентиль (СВ_В — на воде, СВ_Б — на байпасе)
СУ — сигнальное устройство
Т — транзистор, триггер
ТТ — трансформатор тока
Тр — трансформатор
ТР — тепловое реле
ШР — штепсельный разъем
ЭМ — электромагнитный вентиль (см. СВ)
ЭП — электронный прибор
С — емкостное сопротивление (конденсатор)
L — индуктивное сопротивление
R — сопротивление

Глава 1. ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

§ 1. ПАРАМЕТРЫ СОСТОЯНИЯ ВЕЩЕСТВА

Температура тела и ее измерение. Хаотическое движение молекул в газах и жидкостях называют тепловым движением. Чем быстрее движутся молекулы, тем более нагретым является тело. Характеристикой степени нагретости является температура тела. Между температурой тела и средней кинетической энергией молекул существует прямая пропорциональная зависимость.

Для измерения температуры применяют различные шкалы, разделенные на градусы. Температурную шкалу, в которой за 0° принята температура таяния льда, а за 100° — температура кипения воды, называют шкалой Цельсия. Одна сотая этого интервала составляет 1°C .

Наиболее низкая температура, которую можно получить, равна $-273,15^\circ\text{C}$. В Международной практической температурной шкале 1968 г. (МПТШ—68) эта температура принята за нуль, и от нее ведут отсчет. Единицей измерения служит градус Кельвина (К). По величине он равен градусу Цельсия, но показывает, что отсчет идет от «абсолютного нуля»: $0\text{ К} = -273,15^\circ\text{C}$. В дальнейшем абсолютную температуру будем обозначать буквой T , а температуру по шкале Цельсия — буквой t .

$$T = t_0 + 273,15 \text{ или } T \approx t_0 + 273.$$

Реже применяют шкалу Фаренгейта, начало отсчета которой (0°F) соответствует -18°C ; таяние льда (0°C) соответствует 32°F , а кипение воды 212°F .

Зависимость между температурой по Цельсию и Фаренгейту устанавливается соотношением;

$$t^\circ\text{C} = (t^\circ\text{F} - 32)/1,8.$$

Давление и его измерение. В результате теплового движения молекул газ (или жидкость) давит на стенки сосуда, в котором он находится. Отношение силы, действующей со стороны газа (или жидкости), к поверхности стенки называют давлением: $p = F/S$.

Если силу F принять равной 1 Н (ньютон), а поверхность S равной 1 м^2 , то давление $p = 1\text{ Н/м}^2$. Эту единицу давления называют паскалем, т. е. $1\text{ Па} = 1\text{ Н/м}^2$.

На практике применяют и другие единицы давления: мегапаскаль ($1\text{ МПа} = 10^6\text{ Па}$) и килопаскаль ($1\text{ кПа} = 10^3\text{ Па}$), а также внесистемные единицы: техническая атмосфера ($1\text{ ат} = 1\text{ кгс/см}^2$); физическая атмосфера — 760 мм рт. ст. и бар.

Соотношение между единицами давления:

$$1 \text{ кгс/см}^2 = 1 \text{ ат} \approx 10^5 \text{ Па} = 1 \text{ бар}; \quad 1 \text{ мм рт. ст.} = 133,3 \text{ Па};$$

$$1 \text{ мм вод. ст.} = 9,8 \text{ Па}.$$

За нормальное атмосферное давление (физическую атмосферу) принимают давление окружающего нас воздуха, которое составляет в среднем 760 мм рт. ст. Действительное атмосферное давление может быть и выше, и ниже физической атмосферы. В тех случаях, когда остаточное давление в системе меньше атмосферного, говорят, что система находится под разрежением (вакуумом). Разрежение показывает, насколько давление в сосуде меньше атмосферного.

Для измерения давления и разрежения пользуются манометрами, мановакуумметрами и вакуумметрами. (см. гл. 13).

Давление, определяемое по манометру, называется манометрическим или избыточным, так как манометр показывает, насколько измеряемое давление в сосуде больше атмосферного. Абсолютное давление в сосуде равно сумме давлений по манометру и атмосферного:

$$P_{\text{вбо}} = P_{\text{изб}} + P_{\text{атм}}.$$

§ 2. ФИЗИЧЕСКАЯ ПРИРОДА ТЕПЛОТЫ И ХОЛОДА

Внутренняя энергия тел. Кинетическая и потенциальная энергия молекул составляют внутреннюю энергию тела. Мету изменения внутренней энергии, перешедшей от одного тела к другому, называют количеством теплоты.

За единицу количества теплоты принят 1 джоуль (Дж). До введения СИ за единицу количества теплоты принимали калорию (количество теплоты, необходимое для нагрева 1 г воды на 1°C): 1 кал = 4,2 Дж.

Работа и мощность. Работу определяют по формуле $L = FS$, где L — работа, Дж; F — сила, Н; S — расстояние, м. За единицу работы принят джоуль (Дж): 1 Дж = 1 Н·1 м, где ньютон (Н) — сила, сообщающая телу массой 1 кг ускорение 1 м/с².

Мощностью называют отношение работы ко времени: $N = L/\tau$, где N — мощность, Вт; L — работа, Дж; τ — время, с. За единицу мощности принят 1 ватт (Вт): 1 Вт = 1 Дж/с; 1 кВт = 10³ Вт = 1 кДж/с.

Принцип эквивалентности теплоты и работы. По закону сохранения энергии, открытому М. В. Ломоносовым, теплота и работа эквивалентны друг другу и могут переходить одна в другую. Эквивалентность тепловой и механической энергии является частным случаем общего закона сохранения энергии, по которому энергия не может быть ни создана, ни уничтожена, а только преобразована из одного вида в другой.

Теплоемкость тела и удельная теплоемкость вещества. Количество теплоты, которое требуется для нагревания какого-либо тела на 1 К, называется теплоемкостью тела; она измеряется в Дж/К. Удельной теплоемкостью называется количество теплоты, необходимой для нагревания 1 кг вещества на 1 К. Удельная теплоемкость (с) некоторых веществ представлена в табл. 1.

Вещество	c , кДж/(кг·К)	Вещество	c , кДж/(кг·К)
Медь	0,38	Сыр, масло	2,1—2,5
Сталь	0,46	Сметана	3,02
Стекло	0,84	Мясо, рыба	2,9—3,36
Кирпич	0,92	Молоко, сок	3,95
Воздух	1,0	Овощи	3,4—3,9
Лед	2,1	Вода	4,2

Для нагревания тела массой M от t_1 до t_2 необходимо количество теплоты

$$Q = Mc(t_2 - t_1),$$

где Q — количество теплоты, необходимое для нагревания, Дж; M — масса тела, кг; c — удельная теплоемкость, Дж/(кг·К); t_2 и t_1 — конечная и начальная температуры тела, К (или °С).

§ 3. СВОЙСТВА ГАЗОВ

Состояние, в котором находится газ, определяется его объемом, давлением и температурой.

Зависимость между объемом и давлением газа. Для данной массы газа при постоянной температуре ($T = \text{const}$) объем газа изменяется обратно пропорционально давлению;

$$V_1/V_2 = p_2/p_1,$$

где V_1 — объем газа при давлении p_1 ; V_2 — объем газа при давлении p_2 .

Процесс, протекающий при постоянной температуре, называется изотермическим (от греческих слов «изос» — равный, «термос» — теплый).

Зависимость между объемом и температурой газа. Для данной массы газа при постоянном давлении объем газа изменяется прямо пропорционально абсолютной температуре:

$$V_1/V_2 = T_1/T_2,$$

где V_1 , V_2 — объем газа соответственно при температурах T_1 и T_2 .

Процесс, протекающий при постоянном давлении газа, называется изобарическим.

Зависимость между давлением и температурой газа. Для данной массы газа абсолютное давление газа при постоянном объеме прямо пропорционально его абсолютной температуре:

$$p_1/p_2 = T_1/T_2,$$

где p_1 и p_2 — начальное и конечное абсолютные давления, Па; T_1 и T_2 — начальная и конечная температуры, К.

Процесс, протекающий при постоянном объеме газа, называется изохорическим («изос» — равный, «хорема» — вместительность).

Пример. Замкнутую систему холодильной установки для проверки на прочность наполнили воздухом давлением $13 \cdot 10^6$ Па. При нагревании воздуха в систему

температура его повысилась до 48 °С. Через 6 ч теплый воздух в системе остынет и примет комнатную температуру, равную 18 °С. Какое давление установится в системе?

$$T_1 = 273 + t_1 = 321 \text{ К};$$

$$T_2 = 273 + t_2 = 291 \text{ К};$$

$$p_2 = p_1 T_2 / T_1 = 13 \cdot 10^5 \cdot 291 / 321 \approx 12 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

§ 4. ИЗМЕНЕНИЕ АГРЕГАТНОГО СОСТОЯНИЯ ВЕЩЕСТВА

Каждое вещество может находиться в одном из трех агрегатных состояний: твердом, жидком или газообразном. Изменение агрегатного состояния происходит вследствие нагревания (охлаждения) или сжатия (расширения). Наглядно это можно проследить на примере изменения агрегатных состояний воды (рис. 1).

Плавление и отвердевание. При нагревании льда его температура повышается, пока не достигнет температуры 0 °С. Дальнейший нагрев ведет к плавлению льда. *Плавлением* называется процесс пере-

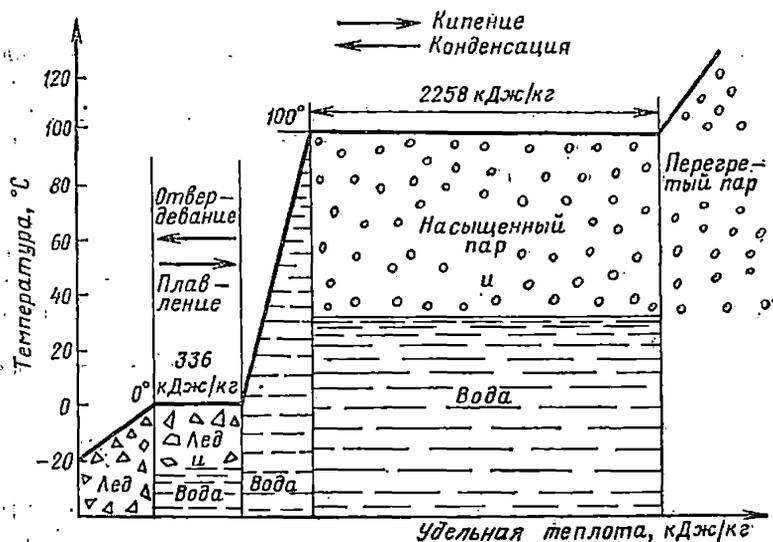


Рис. 1. Изменение агрегатного состояния воды (при давлении 10⁵ Па)

хода вещества из твердого состояния в жидкое. Для льда температура плавления равна 0 °С. Для каждого твердого тела существует своя постоянная температура плавления, и практически она почти не зависит от давления.

Количество теплоты, необходимой для превращения 1 кг твердого вещества, имеющего температуру плавления, в жидкость, называется удельной теплотой плавления.

Процесс перехода жидкости в твердое состояние называют *отвердеванием*. Для осуществления этого процесса от жидкости необ-

Таблица 2

Жидкость	Температура кипения (в °С) при давлении 760 мм.рт. ст.	Удельная теплота парообразования, кДж/кг	Жидкость	Температура кипения (в °С) при давлении 760 мм рт. ст.	Удельная теплота парообразования, кДж/кг
Вода	100	2258	Аммиак	—33,4	1378
Ртуть	357,5	285	Диоксид углерода	—78,5	575
Спирт	79	857	Кислород	—183	213
Бензин	170	400	Азот	—196	199
Хладон-12	—29,8	168	Гелий	—269	25

ходимо отводить теплоту. При этом температура жидкости снижается до температуры начала отвердевания, равной температуре плавления, и при дальнейшем отборе теплоты плавления жидкость переходит в твердое состояние.

Кипение и конденсация. При нагревании воды температура ее повышается и достигает точки кипения, равной 100 °С (при атмосферном давлении). Дальнейшее нагревание воды приводит к ее кипению.

Кипением называется процесс перехода вещества из жидкого состояния в парообразное, происходящий по всему объему жидкости. Температура кипения зависит от давления паров над жидкостью, но при постоянном давлении для данного вещества она постоянна (табл. 2).

Удельной теплотой парообразования называется количество теплоты, необходимой для превращения 1 кг жидкости, взятой при температуре кипения, в пар. Удельную теплоту парообразования называют еще скрытой теплотой парообразования, так как во время кипения жидкости при постоянном давлении температура ее не изменяется.

Снижая давление пара над жидкостью, можно заставить жидкость кипеть при самых низких температурах (до точки замерзания). Зависимость между температурой кипения и давлением для различных веществ дана в приложении 1.

Жидкости с низкой температурой кипения при атмосферном давлении могут использоваться для получения холодильного эффекта. При кипении жидкость отбирает теплоту от окружающей среды в количестве, равном произведению теплоты парообразования на количество жидкости.

Удельная теплота парообразования уменьшается с повышением температуры жидкости.

Конденсацией называется процесс превращения насыщенного пара в жидкость. Температура конденсации, как и температура кипения, зависит от давления. При одинаковом давлении температура кипения и температура конденсации равны. Для того чтобы сконденсировать перегретые пары, их необходимо охладить до температуры конденсации; дальнейший отвод теплоты парообразования приводит к конденсации.

Во время кипения и при конденсации над поверхностью жидкости находится насыщенный пар. Давление насыщенного пара над жидкостью в закрытом сосуде не зависит от уровня жидкости и определяется только температурой среды.

Перегретый пар образуется при нагреве насыщенного пара, не содержащего жидкости. Температура перегретого пара выше температуры кипения жидкости и насыщенного пара.

Сублимация. Процесс перехода вещества из твердого состояния в газообразное, минуя жидкое, называется *сублимацией*. В обычных условиях сублимируют немногие вещества (например, сухой лед — твердый диоксид углерода, нафталин, йод, камфора). Удельная теплота сублимации, или количество теплоты, которое нужно подвести к 1 кг сублимирующего вещества для перевода его в пар, равна сумме удельной теплоты плавления и парообразования данного вещества.

§ 5. СМЕСИ ГАЗОВ И ВЛАЖНОСТЬ ВОЗДУХА

Общие свойства смеси газов. В смеси газов, если они не вступают в химическую реакцию, каждый газ ведет себя независимо от других компонентов смеси: занимает весь объем сосуда и оказывает парциальное давление на стенки сосуда. Парциальным давлением газа в смеси называют давление, которое оказывал бы этот газ на стенки сосуда при отсутствии всех остальных компонентов смеси.

Согласно закону Дальтона полное давление смеси равно сумме парциальных давлений газов, входящих в смесь. Так, давление влажного воздуха равно сумме давлений всех газов, входящих в состав атмосферного воздуха, и водяных паров.

Влажность воздуха. Количество водяного пара (в граммах), содержащееся в 1 м³ воздуха, называется *абсолютной влажностью воздуха*. Для того чтобы судить о степени влажности воздуха, нужно знать, насколько близок он к состоянию насыщения. Для этого вводят понятие относительной влажности.

Относительной влажностью воздуха называется отношение абсолютной влажности к тому количеству пара, которое необходимо для насыщения 1 м³ воздуха при данной температуре.

Температура, при которой водяные пары, содержащиеся в воздухе, насыщают его, называется *точкой росы*.

Для определения влажности воздуха обычно применяют гигрометры, а для ее автоматической записи — гигрографы. В качестве чувствительного элемента в этих приборах применяется обезжиренный человеческий волос, который при увеличении влажности удлиняется, а при уменьшении укорачивается, или гигроскопичные пленки.

Для точного измерения относительной влажности воздуха применяют психрометр Августа, состоящий из двух одинаковых термометров. Шарик одного термометра обернут марлей, конец которой смачивается водой. Второй термометр сухой и показывает температуру помещения. Если воздух насыщен водяными парами, то оба термометра показывают одинаковую температуру. Если воздух не на-

сыщен, то влага из марли испаряется, шарик охлаждается и влажный термометр показывает более низкую температуру. Чем больше эта разность, тем воздух суше.

§ 6. ОСНОВЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Классификация видов теплообмена. Существуют три способа передачи теплоты: теплопроводность, конвекция и лучеиспускание.

Теплопроводность — это теплообмен, при котором перенос энергии имеет атомно-молекулярный характер (не связан с видимым движением среды).

Коэффициентом теплопроводности λ называют отношение теплового потока к площади поперечного сечения проводника, у которого падение температуры на каждом метре длины составляет 1°C .

Значения коэффициента теплопроводности для некоторых материалов представлены в табл. 3.

Конвекция естественная и принудительная. При этом виде теплообмена передача теплоты в неравномерно нагретых жидкостях и газах, от нагретых слоев к холодным происходит в результате перемещения частиц вещества в объеме. Это происходит потому, что холодный газ (или жидкость) тяжелее теплого. Нагретые слои всегда выталкиваются вверх, а их место занимают холодные. Учитывая процесс конвекции, отопительные батареи устанавливаются в нижней части помещения, а охлаждающие батареи холодильников — в верхней.

Передача теплоты путем естественного перемещения холодных слоев вниз, а теплых — вверх называется естественной конвекцией. При естественной конвекции перемещение газов происходит с небольшой скоростью, поэтому нагрев (охлаждение) помещения (холодильника) происходит медленно, и наблюдается значительный перепад температур по высоте.

В холодильной технике часто применяется принудительная конвекция, т. е. вынужденное движение газа или жидкости, обусловленное работой вентилятора, компрессора или насоса. Принудительная конвекция позволяет значительно повысить интенсивность теплопередачи. Например, с помощью обдува охлаждающих батарей холодильные камеры можно охлаждать в несколько раз быстрее, чем при естественной конвекции, и снизить перепад температур по высоте до $1-2^\circ\text{C}$.

Т а б л и ц а 3

Проводники теплоты	λ , Вт/(м·К)	Изоляционные материалы	λ , Вт/(м·К)
Серебро	418,7	Кирпич	0,83
Медь	336,4	Дерево	0,14—0,23
Алюминий	203,5	Торфоплиты	0,07—0,08
Железо	52,5	Пенопласт	0,05—0,07
		Воздух (в покое)	0,023

Лучеиспускание. Все тела излучают теплоту в основном в виде инфракрасных (невидимых) лучей. Чем больше тело нагрето, тем больше лучистой энергии оно излучает: Способность различных тел к поглощению излучения зависит от окраски и состояния их поверхности. Темные поверхности поглощают почти всю лучистую энергию, которая на них падает, и при этом нагреваются, белые — почти полностью отражают, прозрачные — пропускают через себя; почти не нагреваясь.

Теплоотдача и теплопередача. Теплоотдача — это передача теплоты от поверхности тела к окружающей среде. Она зависит главным образом от вида среды. Например, нагретый брусок стали очень быстро охлаждается в воде, медленнее в масле и еще медленнее на воздухе (при условии, что температуры воды, масла и воздуха одинаковы). С увеличением скорости движения среды относительно поверхности теплоотдача увеличивается.

Теплопередача — это передача теплоты от одной среды к другой через разделяющую стенку. Количество проходящей через стенку теплоты в единицу времени зависит от площади поверхности, толщины и коэффициента теплопроводности материала стенки, а также от теплоотдачи сред с обеих сторон стенки и разности температур:

$$Q = Fk(t_2 - t_1),$$

где F — площадь поверхности ограждения, м²; k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); $t_2 - t_1$ — температурный напор, т. е. разность температур с обеих сторон стенки, К или °С.

Примерное значение k наружной кирпичной стенкой толщиной 50 см составляет 1,4 Вт/(м²·К), если же добавить теплоизоляцию в виде минеральной пробки толщиной 15 см, то $k = 0,46$ Вт/(м²·К).

Коэффициент теплопередачи k для плоских многослойных стен рассчитывается по формуле

$$k = 1/(\alpha_1 + \delta_{из}/\lambda_{из} + \delta_1/\lambda_1 + \dots + \delta_n/\lambda_n + \alpha_2),$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности ограждения и от внутренней поверхности ограждения к воздуху камеры, Вт/(м²·К); $\delta_{из}$, δ_1 , ..., δ_n — толщина слоя изоляционного материала и других строительных материалов конструкции ограждения, м; $\lambda_{из}$, λ_1 , ..., λ_n — коэффициенты теплопроводности основного изоляционного материала и других строительных материалов конструкции ограждения, Вт/(м·К).

Толщину и тип теплоизоляции подбирают с таким расчетом, чтобы коэффициент теплопередачи k не превышал для стационарных холодильных камер 0,45—0,5, а для торгового холодильного оборудования (шкафов, прилавков, сборных камер) — 0,7 Вт/(м²·К).

§ 7. ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Термодинамика (от греч. *therme* — теплота и *dinamis* — сила) — это наука о превращениях различных видов энергии, например теплоты в работу и работы в теплоту.

Первый закон термодинамики является частным случаем общего закона сохранения и превращения энергии. Он может быть сформулирован следующим образом: при тепловых процессах невозможно возникновение или уничтожение энергии, или, другими словами,

подведенная к рабочему телу теплота Q расходуется на изменение внутренней энергии тела U и на совершение телом внешней работы L . В частном случае, когда тело не производит внешней работы, подведенная теплота расходуется полностью на повышение внутренней энергии тела, т. е. $Q = \Delta U$.

§ 8. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Из опыта мы знаем, что в природе происходят процессы теплопередачи от более нагретых тел к менее нагретым. При этом более нагретое тело охлаждается, а менее нагретое — нагревается.

Этот процесс протекает самопроизвольно до тех пор, пока температуры обоих тел не сравняются, после чего наступает тепловое динамическое равновесие.

Согласно второму закону термодинамики для того, чтобы передать теплоту от холодного тела более теплomu, необходимо затратить энергию. Немецкий ученый Клаузиус, открывший второй закон термодинамики, дал следующую формулировку: теплота никогда не может переходить сама собой от тел с более низкой температурой к телам с более высокой температурой. Для того чтобы отнять теплоту от более холодного тела (т. е. охладить его еще больше) и передать его теплоту телу с более высокой температурой, необходимо затратить энергию.

Для осуществления этого процесса применяют холодильные машины. Все холодильные машины работают по следующей схеме (рис. 2). К охлаждаемому объекту из окружающей среды непрерывно подводится теплота Q_T . Чтобы температура охлаждаемого объекта не повышалась, холодильная машина должна непрерывно отводить от объекта теплоту $Q_0 = Q_T$, где Q_0 называют полезной холодопроизводительностью машины. Если Q_0 больше теплопритоков Q_T , то температура в объекте будет понижаться.

Температура участка холодильной машины, соприкасающегося с охлаждаемым объектом (низкий тепловой потенциал), должна быть на 5—10 °С ниже температуры объекта. При этом теплота от объекта будет переходить к машине без затраты работы («самотеком»). Высокий тепловой потенциал машины на 5—10 °С выше температуры окружающей среды. Поэтому теплота от машины самотеком передается в окружающую среду (воздух, вода).

Для создания разности тепловых потенциалов в машине затрачивается работа L . Эта работа вместе с отведенной теплотой Q_0 передается в окружающую среду.

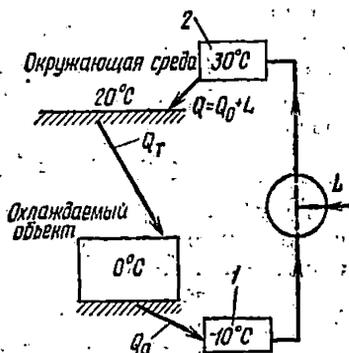


Рис. 2. Принцип работы холодильной машины:

1 — низкий тепловой потенциал; 2 — высокий тепловой потенциал; L — затрачиваемая энергия; Q_0 — теплота, отводимая от охлаждаемого объекта (полезная холодопроизводительность); Q — теплота, отдаваемая холодильной машиной в окружающую среду; Q_T — теплопритоки в охлаждаемый объект

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Какая может быть наиболее низкая температура (в °С и К) и в чем ее физический смысл?
2. Нарисуйте шкалу мановакуумметра и поставьте риски, соответствующие $p_{\text{взб}} = 2,2 \cdot 10^6$ Па и $0,2 \cdot 10^6$ Па; разрежению $p_{\text{наб}} = -0,3 \cdot 10^5$ Па и -600 мм рт. ст.; $p_{\text{абс}} = 1,6 \cdot 10^5$ Па; $0,7 \cdot 10^5$ Па и 160 мм рт. ст. (приняв барометрическое давление $B = 760$ мм рт. ст.).
3. Что необходимо для кипения переохлажденной жидкости при постоянном давлении? Каковы условия конденсации перегретого пара?
4. Система заполнена азотом. Давление по манометру $10 \cdot 10^6$ Па. Как изменится давление, если температура в помещении упадет с 20 до 17 °С?
5. Каково назначение и принцип работы любой холодильной машины?

Глава 2. ОСНОВНЫЕ СПОСОБЫ ПОЛУЧЕНИЯ ХОЛОДА

§ 1. ЕСТЕСТВЕННОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ

Тело, температура которого выше температуры окружающей среды, может отдавать ей свою теплоту, пока температуры их не сравняются. Такое охлаждение называют естественным. Дальнейшее охлаждение тела, т. е. получение температуры ниже температуры окружающей среды, согласно второму закону термодинамики требует затраты работы, т. е. применения искусственного (машинного) охлаждения.

Однако пределы использования естественного охлаждения можно расширить с помощью аккумуляции холода в холодное время года. Так, несмотря на широкое распространение машинного охлаждения, до сих пор в быту (особенно в сельской местности), на предприятиях торговли и транспорте находит применение ледяное охлаждение. Зимой заготавливают естественный лед и, закрывая его теплоизоляцией, сохраняют в течение всего года. В летнее время, используя скрытую теплоту плавления льда ($335,2$ кДж/кг), можно охлаждать небольшие холодильные емкости до $4-5$ °С.

Еще больший эффект охлаждения достигается добавлением к водному льду соли (например, хлористый натрий или хлористый кальций). Температура замерзания льдосоляной смеси зависит от вида соли и ее концентрации. Наинизшая температура замерзания раствора NaCl соответствует массовой доле соли (отношение массы соли к массе раствора) 23,1 % и равна $-21,2$ °С (криогидратная точка). Удельная теплота плавления такой смеси равна $225,7$ кДж/кг. Для раствора CaCl₂ наинизшая температура замерзания -55 °С при массовой доле соли 29,9 %. Теплота плавления такой смеси 213 кДж/кг.

Заморозив растворы солей в естественных зимних условиях, можно затем сохранить их и использовать летом льдосоляное охлаждение для получения сравнительно низких температур. Однако в последнее время лед и льдосоляные смеси предпочитают получать искусственным путем с помощью машинного охлаждения. Лед получается более чистым и может быть изготовлен по мере необходимости.

§ 2. КОМПРЕССИОННАЯ ХОЛОДИЛЬНАЯ МАШИНА

Основные узлы компрессионной машины — испаритель, компрессор, конденсатор и регулирующий вентиль — соединены между собой трубопроводами в замкнутую герметичную систему (рис. 3).

Испаритель — это аппарат, в котором жидкий хладагент кипит при низком давлении, отводя теплоту от охлаждаемого объекта. Чем ниже давление, поддерживаемое в испарителе, тем ниже температура кипящей жидкости. Температуру кипения t_0 обычно поддерживают на 10—15 °С ниже температуры охлаждаемого воздуха.

Испаритель может быть расположен непосредственно в охлаждаемом шкафу или камере (непосредственное охлаждение), как показано на рис. 3, или же может охлаждать промежуточный хладоноситель (например, раствор хлористого натрия или хлористого кальция), который затем насосом подается в батареи, расположенные в охлаждаемых объектах. Такое охлаждение называют рассольным, а холодильную машину со всеми вспомогательными устройствами — холодильной установкой.

С помощью *компрессора* решают две задачи: первая (главная) задача — отводить пар из испарителя, чтобы поддерживать в нем низкое давление, соответствующее низкой температуре кипения; вторая задача — сжимать пар до такого высокого давления, при котором его можно превратить в жидкость путем охлаждения окружающей средой (при температуре 20—30 °С).

Превращение пара в жидкость и последующая подача ее в испаритель необходимы, чтобы обеспечить непрерывную работу холодильной машины (замкнутый цикл). При сжатии пара в компрессоре механическая энергия превращается в потенциальную энергию сжатых паров, а часть ее переходит в тепловую, и пары нагреваются (до 50—100 °С), что позволяет затем отводить от них теплоту. При входе компрессора обычно служит электродвигатель.

Конденсатор обеспечивает охлаждение перегретых паров до температуры конденсации t_K и последующий отвод скрытой теплоты парообразования. В результате пар превращается в жидкость — конденсируется.

Пар в конденсаторе может охлаждаться воздухом (конденсаторы с воздушным охлаждением) или водой (конденсаторы с водяным охлаждением). Коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности конденсатора к воздуху значительно ниже, чем к воде. Поэтому для отвода теплоты требуется сравнительно большая поверхность теплопередачи, и конденсатор становится слишком громоздким.

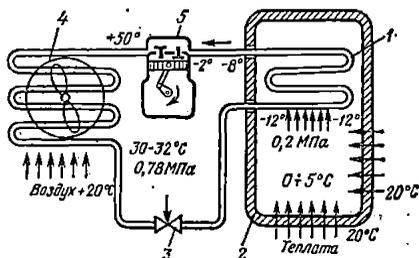
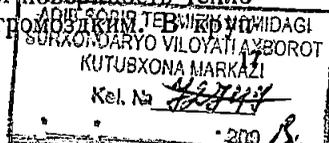
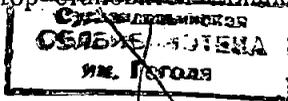


Рис. 3. Схема компрессионной холодильной установки непосредственно охлаждающего (режим указан для работы на R12):

1 — испаритель; 2 — шкаф; 3 — регулирующий вентиль; 4 — конденсатор; 5 — компрессор



ных машинах обычно применяют конденсаторы с водяным охлаждением.

Регулирующий вентиль (или дроссельное устройство с постоянным сечением) обеспечивает необходимое сопротивление между сторонами высокого и низкого давления. Благодаря этому сопротивлению пар, поступающий в конденсатор, не успевает выходить в испаритель. Давление в конденсаторе p_k растет, и пар начинает конденсироваться при температуре на 10—15 °С выше температуры окружающей среды. Жидкий хладагент высокого давления, преодолевая сопротивление вентиля, дросселируется, т. е. давление его падает до давления в испарителе p_0 .

Попавшая в область низкого давления (сразу за дроссельным отверстием), жидкость частично выкипает (10—20 %), отбирая теплоту от остальной части жидкости, температура которой поэтому резко снижается от 20—30 °С до температуры кипения. Холодная парожидкостная смесь поступает в испаритель, где продолжает кипеть, отводя теплоту уже от охлаждаемого объекта.

С увеличением тепловой нагрузки на испаритель в нем остается меньше жидкости, и он работает неэффективно. Регулирующий вентиль позволяет увеличить дроссельное сечение и поддерживать необходимый уровень жидкости в испарителе.

Для сравнения эффективности различных компрессионных холодильных машин пользуются холодильным коэффициентом

$$\epsilon_d = Q_0/N_d,$$

где Q_0 — холодопроизводительность машины, Вт; N_d — действительная мощность, затрачиваемая компрессором, Вт.

Для режимов с температурами $t_0 = -15$ °С; $t_k = 30$ °С у компрессионных холодильных машин $\epsilon_d \approx 3$, что в 2—3 раза больше, чем у машин других типов. Поэтому компрессионные машины составляют около 75 % общего парка холодильных машин.

§ 3. АБСОРБЦИОННАЯ ХОЛОДИЛЬНАЯ МАШИНА

В абсорбционной холодильной машине для отвода пара из испарителя (рис. 4) служит абсорбер — сосуд, заполненный водой. Пары аммиака (холодильный агент R717) из испарителя *И* попадают в абсорбер *Аб*. Вода, через которую пробулькивают пары аммиака, растворяет их (абсорбирует, т. е. впитывает). Некоторое снижение давления в абсорбере способствует поступлению новых паров из испарителя в абсорбер. При растворении аммиака в воде выделяется теплота, которая ухудшает дальнейшее растворение аммиака. Поэтому абсорбер обычно охлаждают водой.

Насыщенная аммиаком вода (крепкий раствор) подается насосом *Н* в генератор *Г*. Здесь крепкий раствор нагревается проходящим по змеевику горячим паром (в домашних абсорбционных холодильниках крепкий раствор нагревается электроспиралью или с помощью газовой горелки). Пары аммиака, образующиеся при нагревании крепкого раствора, из генератора поступают в конденсатор *Кд*, где охлаждаются водой и конденсируются. Жидкий аммиак

высокого давления дросселируется в регулирующем вентиле $1PB$ и поступает в испаритель, где кипит при низком давлении, отбирая теплоту от охлаждаемого рассола.

Оставшийся в генераторе после выкипания аммиака слабый водо-аммиачный раствор через вентиль $2PB$ возвращается в абсорбер и впитывает новые порции паров аммиака, поступающие из испарителя.

Таким образом, в отличие от компрессионной машины в абсорбционной вместо компрессора используются два аппарата (абсорбер и генератор), а также насос для подачи жидкости, мощность кото-

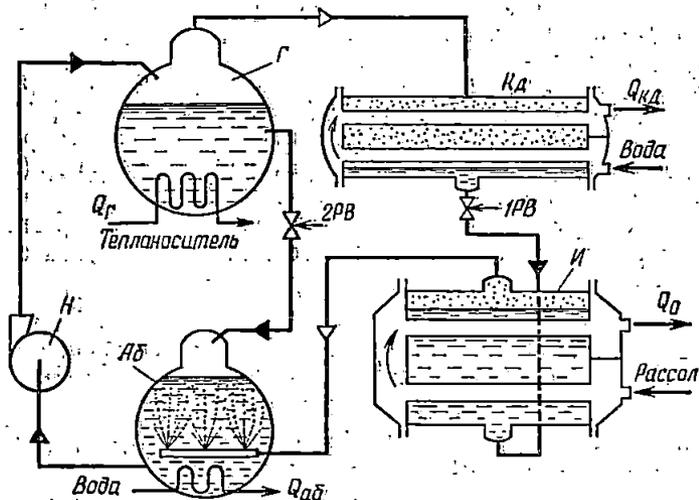


Рис. 4. Схема абсорбционной холодильной машины.

рого примерно в 10 раз меньше, чем у компрессора. В домашних абсорбционных холодильниках насос и вентиль $2PB$ вообще исключены из схемы. Это достигается добавлением в испаритель водорода. В результате давление в конденсаторе становится равным суммарному давлению аммиака и водорода в испарителе. При этом добавление водорода не влияет на температуру кипения аммиака в испарителе, так как она определяется только парциальным давлением паров аммиака (см. § 5, гл. 1 и § 2 гл. 10).

Тепловой баланс абсорбционной машины: теплота, переданная окружающей среде (в конденсаторе и абсорбере), равна холодопроизводительности машины Q_0 (теплота, отведенная от рассола) плюс затраты теплоты в генераторе Q_g и работа насоса N_n :

$$Q_{кд} + Q_{аб} = Q_0 + Q_g + N_n.$$

Холодильный коэффициент $\epsilon = Q_0 / (Q_g + N_n)$. В абсорбционных машинах ϵ примерно в три раза меньше, чем в компрессионных. Однако вследствие возможности использования теплоты отработавшего пара (например, на теплоэлектроцентралях) абсорбционные машины иногда даже более выгодны. Отсутствие в установке ком-

Эжектор 1Э поддерживает в испарителе давление примерно 1 кПа (0,01 кгс/см²), при котором рабочая вода (хладагент) кипит в испарителе при 4—6 °С. Охлажденная рабочая вода насосом 1Н подается потребителям холода 1ПХ и 2ПХ, отводит от них теплоту Q₀ и нагревается на 2—3 °С. Через регулирующий вентиль РВ рабочая вода возвращается в испаритель, разбрызгиваясь в коллекторе. В результате частичного испарения при низком давлении она вновь охлаждается на 2—3 °С. Отведенный из испарителя холодный пар сжимается эжектором 1Э до давления 5—6 кПа, что соответствует температуре их конденсации 33—36 °С (примерно на 6—7 °С выше температуры охлаждающей воды). Рабочая вода из конденсатора 1Кд забирается насосом 2Н. Часть ее через невозвратный клапан НК подается в генератор Г, а другая часть через поплавковый регулятор 1ПР, поддерживающий уровень воды в испарителе, поступает в испаритель.

При пуске машины необходимо удалить воздух из конденсатора 1Кд и снизить в нем давление до 5—6 кПа, чтобы облегчить работу эжектора 1Э. Это достигается путем использования дополнительного эжектора 2Э, который отсасывает воздух из конденсатора 1Кд, сжимает его примерно в 5 раз (до 25—30 кПа) и подает в конденсатор второй ступени 2Кд. Эжектор 3Э дожимает воздух до давления чуть выше атмосферного и подает в конденсатор третьей ступени 3Кд, откуда воздух выходит наружу. Воздух, попавший в систему, работающую под вакуумом, из-за возможной неплотности соединений, удаляется таким же путем. Водяной пар, случайно отведенный из конденсатора 1Кд, конденсируется в конденсаторах 2Кд и 3Кд и непрерывно возвращается в конденсатор 1Кд через поплавковые регуляторы 2ПР и 3ПР (они пропускают только жидкость).

Тепловой баланс парозежекторной холодильной машины

$$Q_{\text{нд}} = Q_0 + Q_{\text{Г}} + N_{\text{н}}$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = Q_0 / (Q_{\text{Г}} + N_{\text{н}}) \approx Q_0 / Q_{\text{Г}}$$

Мощность питательного насоса N_н незначительна по сравнению с теплотой, подводимой в генераторе пара Q_Г, поэтому ею можно пренебречь.

Хотя холодильный коэффициент парозежекторных машин, как и абсорбционных, примерно в три раза меньше, чем у компрессионных, они иногда бывают экономически очень выгодны, так как позволяют использовать в качестве источника энергии теплоту низкого потенциала (150—180 °С), которая на ряде производств не утилизируется и выбрасывается в атмосферу.

Использование воды в качестве холодильного агента делает эти машины безопасными и простыми в эксплуатации. Применяют их для кондиционирования воздуха и для охлаждения технологической воды до 8—10 °С. В настоящее время находят применение парозежекторные установки, работающие на фреонах (R12, R22) и на аммиаке (R717); по конструкции они проще (сравните эжектор и компрессор).

§ 5. ВОЗДУШНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Воздух как хладагент привлекал в себе внимание давно, с тех пор как только начали создаваться первые холодильные машины.

В воздушных машинах используют эффект резкого снижения температуры при расширении сжатого газа с отдачей работы. Машина, конструкция которой основана на этом принципе, называется *детандером*. Если направить сжатый до $6 \cdot 10^6$ Па воздух в цилиндр поршневого детандера, то поршень начнет перемещаться, вращая колесчатый вал, т. е. производить работу. Температура выходящего в атмосферу воздуха снизится с 20 до -90°C .

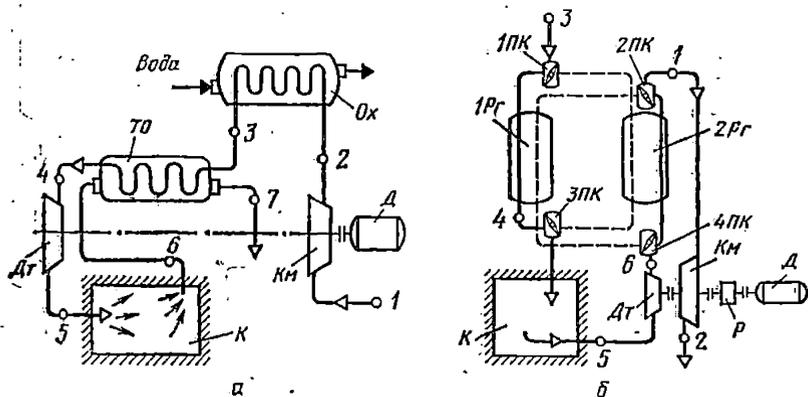


Рис. 6. Схемы воздушных холодильных машин:

а — с теплообменником; *б* — с регенераторами и вакуумным цилиндром; *К* — камера; *Км* — компрессор; *Дт* — детандер; *ТО* — теплообменник; *Д* — двигатель; *1Рг—2Рг* — регенераторы; *1ПК—4ПК* — переключающиеся клапаны; *Р* — редуктор; *Ох* — охладитель

Теплоемкость воздуха весьма низкая. Поэтому для отвода значительных теплосборов надо пропускать через холодильную машину большое количество воздуха. Это приводит к тому, что поршневые машины становятся очень громоздкими. Выгоднее применять турбодетандеры и турбокомпрессоры. В турбодетандере сжатый газ подается на лопатки рабочего колеса (турбины), вращая его с большой скоростью (до 5000 оборотов в секунду).

Коэффициенты теплоотдачи воздуха малы, что заставляет использовать громоздкие теплообменные аппараты. Однако в отличие от других хладагентов отработавший воздух можно просто выбрасывать в атмосферу (работать по разомкнутому циклу), что позволяет обойтись без конденсаторов и испарителей.

Рассмотрим схему воздушной холодильной машины с теплообменником (рис. 6, *а*). Центробежный компрессор *Км* забирает воздух из атмосферы (точка 1) и сжимает его до давления 0,3—0,4 МПа; при этом воздух нагревается до 130—160 °С (точка 2). В охладителе *Ох* воздух охлаждается водой до 30 °С и поступает в теплообменник *ТО*, где охлаждается примерно еще на 50—60 °С холодным воздухом, идущим из камеры. В турбодетандере воздух расширяется (объем его увеличивается в 3—4 раза), отдавая свою энергию турбинке, соеди-

нейной общим валом с компрессором. Затрата мощности в электродвигателе компрессора на эту величину будет меньше. Температура воздуха при расширении в детандере снижается от -20°C до $-50 \div -70^{\circ}\text{C}$. В камере охлажденный воздух отбирает теплоту от продуктов (например, при заморозке мяса) и, нагревшись примерно на 10°C , поступает в теплообменник, где охлаждает воздух высокого давления и при $10-15^{\circ}\text{C}$ выбрасывается в атмосферу. Повышая давление в компрессоре до $0,5-0,6$ МПа, можно подавать в камеру воздух, температура которого $-80 \div -100^{\circ}\text{C}$.

Использование вакуумного цикла (рис. 6, б) позволяет обойтись без водяного охладителя (воздух при $130-160^{\circ}\text{C}$ выбрасывается в атмосферу). Кроме того, в этой схеме вместо теплообменника установлены два регенератора. Эти аппараты более просты и компактны, чем поверхностные теплообменники. Регенератор имеет внутри наполнитель, например металлические гофрированные или бугорчатые ленты, свернутые в диски.

Воздух из атмосферы (точка 3) через переключающийся клапан *1ПК* попадает в левый регенератор *1Рг* (предварительно охлажденный) и, охладившись в нем до $-70 \div -80^{\circ}\text{C}$, через клапан *3ПК* поступает в камеру. Отбрав теплоту от камеры, воздух нагревается на $10-20^{\circ}\text{C}$ (процесс 4—5) и поступает в турбодетандер *Дт*. Здесь он расширяется от атмосферного давления до 50 кПа, охлаждаясь при этом с -50 до -84°C , и поступает в регенератор *2Рг*, чтобы охладить его и подготовить к работе (процесс 6—1). Затем воздух сжимается компрессором до атмосферного давления (1—2) и горячий выбрасывается наружу. Когда правый регенератор достаточно охладится, клапаны (*1ПК*—*4ПК*) переключаются, и воздух из атмосферы начинает поступать в правый регенератор, а холодный воздух из турбодетандера — в левый (на схеме показано пунктиром). Схема установки для получения жидкого воздуха (рис. 7), которую разработал академик П. Л. Капица, аналогична схеме воздушной машины с теплообменником (см. рис. 6, а). В отличие от предыдущей схемы здесь воздух, поступающий из детандера, охлаждает не камеру, а сжатый воздух, который после теплообменника *ТО* (точка 4) поступает в межтрубное пространство конденсатора. Температура воздуха, расширившегося в детандере с $0,6$ до $0,1$ МПа, составляет $-180 \div -190^{\circ}\text{C}$. Проходя вверх по трубкам конденсатора, холодный воздух низкого давления отбирает скрытую теп-

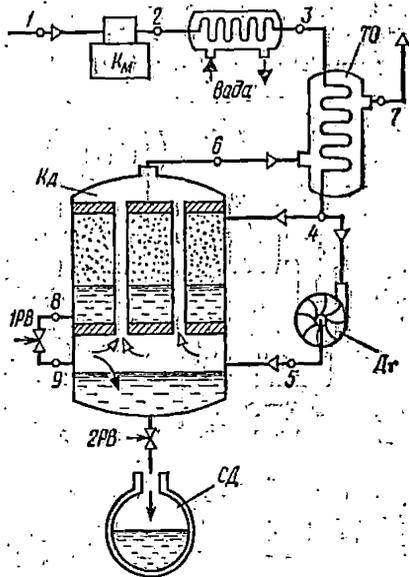


Рис. 7. Схема установки для сжижения воздуха

лоту парообразования от воздуха высокого давления, который конденсируется при -173°C (точка δ). С температурой около -175° (точка β) воздух низкого давления охлаждает в теплообменнике $ТО$ сжатый воздух и выходит в атмосферу (точка γ). А жидкий воздух, поступающий из межтрубного пространства конденсатора, дросселируется в вентиле $1PB$ до атмосферного давления (процесс $\delta-9$) и через вентиль $2PB$ сливается в сосуд Дьюара $СД$. Этот сосуд имеет двойные стенки, между которыми создается глубокий вакуум. Незначительный теплоприток позволяет длительное время сохранять в таком сосуде жидкий воздух. Испарение его очень мало. При дросселировании в вентиле $1PB$ частично образуется пар, температура которого -194°C (температура кипения при атмосферном давлении). Этот пар также поступает на охлаждение воздуха высокого давления.

Много интересных схем получения глубокого холода разработал крупный советский ученый С. Я. Герш.

К машинам с разомкнутым циклом относятся и машины для получения сухого льда. Диоксид углерода CO_2 последовательно (в три ступени) сжимается компрессорами до $6-7$ МПа и, охлаждаясь водой в конденсаторе, превращается в жидкость. При дросселировании этой жидкости до атмосферного давления образуется пар и твердый диоксид углерода («сухой лед»). Пар отсасывается компрессором первой ступени, а лед спрессовывают в блоки, вынимают из льдогенератора и отправляют в хранилища сухого льда.

Использование жидкого воздуха или сухого льда для охлаждения особенно выгодно там, где требуется эпизодическое охлаждение (при медицинских операциях, при испытании отдельных приборов и т. д.).

§ 6. ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ

Возможность получения холода путем непосредственной затраты электрической энергии была доказана еще в 1834 г. французским физиком Пельтье, который установил, что при

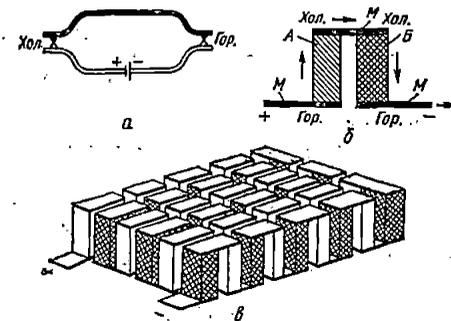


Рис. 8. Термоэлектрическое охлаждение: а — эффект Пельтье; б — термоэлемент; в — термобатарея из полупроводников

прохождении тока в замкнутой цепи, спаянной из двух разных металлов (термопара), один спай нагревается, а другой охлаждается. Чтобы холодный спай постоянно имел низкую температуру и был источником охлаждения, теплый спай необходимо охлаждать, иначе теплота от него будет передаваться путем теплопроводности холодному спаю. Более ста лет эффект Пельтье не находил практического применения. Только в 1949 г. благодаря работам советских ученых во главе с академиком А. Ф. Иоффе термоэлектрическое охлаждение стали применять в технике.

Рассмотрим термоэлемент, состоящий из двух различных полупроводников *A* и *B*, соединенных медными пластинками *M* (рис. 8). Полупроводники подобраны по своим свойствам таким образом, что при прохождении тока от *A* к *B* в полупроводнике *A* нижний спай нагревается, а верхний становится холодным. То же происходит и при прохождении тока через полупроводник *B*: верхний спай охлаждается, а нижний нагревается. Для этого левую часть термоэлемента можно сделать из сплава свинца и теллура, а правую — из сплава теллура и сурьмы. При пропускании тока в обратном направлении верхние спай будут нагреваться, а нижние охлаждаться.

Термоэлементы можно последовательно соединить в батарею. Верхняя поверхность такой батареи будет холодной, а нижняя горячей. Представьте себе стенку холодильного шкафа из такой термобатареи: внутренняя поверхность ее будет охлаждать воздух в шкафу, а через наружную поверхность вся теплота из шкафа и теплота, которая выделяется при прохождении тока, будет передаваться окружающему воздуху в комнате. Разность температур горячего и холодного источника составляет около 50 °С.

По экономичности термоэлектрическое охлаждение пока еще значительно уступает компрессионному.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Каково назначение четырех основных узлов компрессионной холодильной машины?
2. Почему, проходя через отверстие в регулирующем вентиле, жидкий хладагент сразу охлаждается на 40–60 °С?
3. Как оценивается экономичность холодильной компрессионной машины?
4. Что заменяет компрессор в абсорбционной холодильной машине?
5. В результате чего отводятся пары из испарителя в парожеторной холодильной машине?
6. Почему в детандере резко снижается температура пара?
7. В чем преимущества и недостатки термоэлектрического охлаждения?

Глава 3. ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГЕНТЫ, ХЛАДОНОСИТЕЛИ И СМАЗОЧНЫЕ МАСЛА

§ 1. ТРЕБОВАНИЯ К ХОЛОДИЛЬНЫМ АГЕНТАМ

Не каждое вещество может быть использовано в качестве хладагента. При выборе хладагента необходимо учитывать:

1) *Термодинамические свойства вещества.* К ним относятся: предельные значения температур существования жидкой фазы, диапазон рабочих давлений в области заданных температур кипения и конденсации, объемная холодопроизводительность, отношение давлений p_B/p_0 , эффективность теоретического холодильного цикла. Эти свойства определяют оптимальную область применения хладагента и оказывают основное влияние на экономические показатели.

2) *Теплофизические свойства.* К ним относятся: вязкость жидкости и пара, теплопроводность, поверхностное натяжение жидкости,

удельная теплоемкость, плотность. Эти свойства влияют на коэффициенты теплоотдачи, т. е. определяют необходимую площадь теплопередающей поверхности теплообменных аппаратов.

3) *Физико-химические свойства.* К ним относятся: относительная молекулярная масса, взаимодействие с маслами, растворимость воды, взаимодействие с металлами и органическими веществами; химическая стойкость, текучесть. Эти свойства определяют конструктивные особенности и удобство эксплуатации установок.

4) *Физиологические свойства.* Влияние хладагента или продуктов его разложения на здоровье человека и на качество пищевых продуктов.

5) *Экономические показатели.* Наряду со стоимостью хладагента на эксплуатационные расходы и на суммарные экономические показатели (стоимость холода, стоимость хранения продуктов) в той или иной степени влияют все перечисленные свойства хладагентов.

Предельные значения температур существования жидкой фазы. Верхним пределом существования жидкой фазы служит *критическая температура* $t_{кр}$. Если температура вещества выше критической, то уже никаким давлением не удастся сжать пары, чтобы они начали конденсироваться. Значению $t_{кр}$ соответствует критическое давление $p_{кр}$.

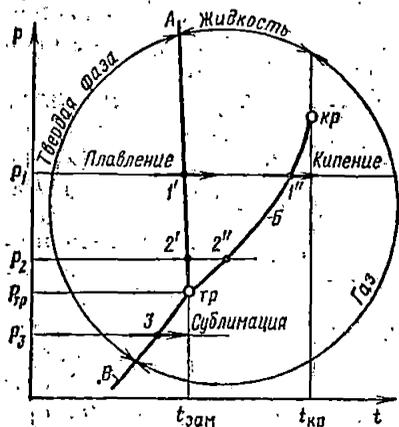


Рис. 9. Диаграмма фазовых состояний:

A — кривая плавления; B — кривая кипения; B_s — кривая сублимации

Нижним пределом работы паровой холодильной машины теоретически является температура заморзания. Для каждого вещества составлены диаграммы фазовых состояний (рис. 9). Любой точке на диаграмме соответствуют определенные давление p и температура t . Если твердое тело при давлении p_1 нагревать, то температура его повышается, и в точке $1'$ начнется плавление. Пока подводится теплота, равная скрытой теплоте плавления, температура t_1 не изменится. При дальнейшем подводе теплоты линия, характеризующая процесс, пересекает кривую плавления A , и тело переходит в жидкую фазу. Подводя теплоту далее, повысим температуру жидкости до t_1'' (точка $1''$); при этом начнется процесс кипения — превращение жидкости в насыщенный пар. Кривая кипения B показывает зависимость давления насыщенного пара от температуры кипения жидкости. Когда вся жидкость превратится в насыщенный пар, подвод теплоты приведет к повышению температуры пара. При $t > t_1''$ (при давлении p_1) пар становится перегретым. Если при давлении p_1 перегретый пар охлаждать, то процесс пойдет в обратном направлении: при t_1'' начнется конденсация пара, а при t_1 будет наблюдаться затвердевание.

Кривая плавления A идет почти вертикально, т. е. при изменении давления температура замерзания $t_{зам}$ почти не изменяется. Температура же кипения с понижением давления падает (кривая B). При давлении p_2 разность между температурами кипения t_2 и замерзания t_2 меньше, чем при давлении p_1 , и в тройной точке TR температуры кипения и замерзания совпадают. В этой точке (при давлении $p_{тр}$ и температуре $t_{тр}$) вещество находится сразу в трех фазах: твердой, жидкой и газообразной. При давлении ниже $p_{тр}$ (например, p_3) вещество из твердого переходит сразу в газообразное (точка $З$). Этот процесс называют сублимацией. Кривая B показывает, что с понижением давления температура сублимации понижается. Из этого же графика видно, что при температуре выше критической возможно существование только газообразной фазы.

Диапазоны рабочих давлений в области заданных температур кипения и конденсации. Температура кипения t_0 должна быть на $5-10^\circ\text{C}$ ниже температуры охлаждаемого объекта. Температура конденсации t_n на $5-10^\circ\text{C}$ выше температуры окружающей среды. Для среднетемпературного режима принимают $t_0 = -15^\circ\text{C}$, $t_n = +30^\circ\text{C}$. Желательно подобрать хладагент так, чтобы давления, соответствующие этим температурам (см. табл. 4 и приложение 1), имели значения: $p_0 \approx (1-2) 10^5$ Па и p_n не более $(10-12) 10^5$ Па (хладагенты средних давлений). При более низких давлениях в испарителе (хладагенты низкого давления) требуется большая теоретическая производительность компрессоров. Поршневые компрессоры при этом получаются слишком громоздкими, а турбокомпрессоры эффективны только при большой производительности. Кроме того, работа (при $p_0 < 0,1$ МПа) требует дополнительных устройств из-за возможного подсоса воздуха в систему. Более высокие давления в испарителе (хладагенты высоких давлений) для этого режима также не выгодны, так как давление в конденсаторе становится слишком большим, что связано с необходимостью применения громоздких толстостенных аппаратов, более прочного компрессора и большей затраты мощности.

Кроме абсолютных значений p_n и p_0 важно и отношение этих давлений (степень сжатия). У хладагентов с большим отношением p_n/p_0 потери производительности и мощности в компрессоре выше; возрастает температура в конце сжатия, что затрудняет смазку компрессора.

Рабочий диапазон температур. Нормальная температура кипения. Оптимальным значениям давлений $p_0 = (1-2) 10^5$ Па и $p_n = (8-12) 10^5$ Па соответствует диапазон температур, в котором машина работает наиболее эффективно. Нижним пределом этого эффективного диапазона может служить нормальная температура кипения (при давлении 760 мм рт. ст.) $t_{он}$.

Однако при необходимости расширить диапазон температур кипения можно работать и при давлениях ниже атмосферного — до $0,2 \cdot 10^5$ Па (при более низких давлениях потери в клапанах становятся большими). Давление конденсации можно повысить до 20×10^5 Па (при использовании современных компрессоров). Диапазон

Свойства хладагентов	Вода R718	Фреоны		
		R12B1	R142	R12
Химическая формула	H ₂ O	CF ₂ ClBr	C ₂ F ₂ ClH ₃	CF ₂ Cl ₂
Относительная молекулярная масса	18	165,4	100,5	120,9
Нормальная температура кипения при 760 мм рт. ст. t_s , °C	100	-3,8	-9,2	-29,8
Критическая температура $t_{кр}$, °C	230	153,7	136,5	112
Критическое давление $p_{кр} \cdot 10^{-5}$, Па	30	42,5	41,4	41,1
Температура замерзания, °C	0	-80	-130,8	-156
Давление кипения при -15° C, $p_0 \cdot 10^{-5}$, Па	—	0,65	0,8	1,83
Давление конденсации при 30 °C, $p_{к} \cdot 10^{-5}$, Па	0,04	3,19	3,95	7,48
Температура кипения, °C, при $0,2 \cdot 10^6$ Па	+60	-40	-43	-95
20 · 10 ⁵ Па	+210	+109	+97	+74
Плотность жидкости при 20 °C ρ' , кг/л	1	1,83	1,12	1,32
Плотность пара при 20 °C и 0,1 МПа ρ'' , кг/м ³	—	6,6	4,8	5,18

* Температура сублимации.

** Для азота (для кислорода -218,8 °C).

температур, соответствующий этим давлениям, указан в табл. 4.

В зависимости от оптимальной области температур кипения хладагенты разделяют условно на три группы:

низкого давления или высокотемпературные ($t_{он}$ выше -10 °C);

среднего давления ($t_{он}$ от -10 до -60 °C);

высокого давления — низкотемпературные ($t_{он}$ ниже -60 °C).

Хладагенты низкого давления применяют в тепловых насосах и установках кондиционирования воздуха (t_0 выше -10 °C);

хладагенты среднего давления — в среднетемпературных установках (t_0 от -10 до -30 °C). Хладагенты высокого давления —

в низкотемпературных установках: одноступенчатых (t_0 от -30 до -55 °C), двухступенчатых (t_0 до -70 °C) и каскадных (t_0 до -110 °C).

Удельная и объемная холодопроизводительность. Удельной холодопроизводительностью хладагента q_0 называют отношение количества отведенной от объекта теплоты Q к массе хладагента m , выходящего из испарителя: $q_0 = Q/m$.

Зная q_0 , можно определить массовый расход хладагента M , необходимый для того, чтобы обеспечить холодопроизводительность машины Q_0 :

$$M = Q_0/q_0.$$

Если Q_0 выразить в кВт, а q_0 — в кДж/кг, то M выразится в кг/с.

Для определения требуемого объемного расхода хладагента V , что необходимо для подбора компрессора, надо знать объемную

Таблица 4

Аммиак R717	Фреоны				Диоксид углерода, R744	Воздух R729
	R22	R502	R13B1	R13		
NH ₃ 17,03	CHF ₂ Cl 86,5	R22/R115 111,6	CF ₃ Br 148,9	CF ₃ Cl 104,5	CO ₂ 44,1	N ₂ O ₂ 28,95
-33,4	-40,8	-45,6	-57,8	-81,5	-78,9 *	-192/196
132,4	96	82,2	67	28,8	31	-140,7
113	49,4	41,3	39,8	39,2	73,5	36,5
-77,7	-160	—	-143,2	-180	-56,6	-210 **
2,36	2,97	3,51	5,38	13,2	24	—
11,7	11,9	13,2	18,2	Не конден- сируется	71,9	Не конден- сируется
-61	-70	-75	-87	-107	Твердая фаза	-207
+50	+52	+48	+34	+0,5	-20	-153
0,61	1,21	1,3	1,6	0,9	0,77	—
0,77	3,56	4,5	6,2	4,0	1,7	1,2

холодопроизводительность. *Объемной холодопроизводительностью* q_v называют отношение удельной холодопроизводительности q_0 к удельному объему пара, выходящего из испарителя v :

$$q_v = q_0/v.$$

Величина q_v показывает, какое количество теплоты отведено от охлаждаемого объекта машиной, в которой проциркулировал 1 м³ хладагента. Необходимый объемный расход хладагента $V = Q_0/q_v$. Если Q_0 измеряется в кВт, а q_v — в кДж/м³, то V имеет размерность м³/с. Чем больше q_v , тем меньше требуемая объемная производительность компрессора для получения той же холодопроизводительности.

Наиболее высокие значения q_v имеют хладагенты высоких давлений, так как они имеют меньший удельный объем. Однако, выбирая эти хладагенты, необходимо проверить, чтобы давление в конденсаторе не превышало допустимых пределов.

Эффективность теоретического холодильного цикла ¹. Холодильный коэффициент теоретического цикла

$$\varepsilon_T = q_0/l_T,$$

где l_T — удельная работа сжатия хладагента в теоретическом цикле (при отсутствии потерь).

¹ См. рис. 16.

Значение ϵ_r для одного и того же цикла при использовании различных хладагентов разное: чем меньше требуется затратить работы для получения холода (выше ϵ_r), тем удачнее выбран хладагент (см. § 2 гл. 4).

Теплофизические свойства. Совокупность теплофизических свойств оказывает влияние на ряд показателей, влияющих как на конструкцию машины, так и на ее эксплуатацию. К таким показателям можно отнести:

Падение давления при движении по трубопроводам. У хладагентов с малой относительной молекулярной массой, небольшой плотностью жидкости и пара, малой вязкостью падение давления при движении по трубопроводам сравнительно ниже, что позволяет допускать большие значения скорости движения хладагента путем уменьшения диаметра трубопроводов.

Коэффициенты теплоотдачи. При низких коэффициентах теплоотдачи приходится увеличивать поверхность теплопередачи, что делает теплообменные аппараты дорогими и громоздкими. С увеличением теплопроводности, плотности, теплоемкости и с уменьшением вязкости хладагентов коэффициент теплоотдачи α , Вт/(м²·К), увеличивается (при одинаковой скорости).

Взаимодействие с маслами. Компрессоры без смазки сложны и дороги. Поэтому взаимодействие хладагента с маслом практически неизбежно. Если хладагент плохо растворяет масло (как, например, аммиак), то неизбежный унос частиц масла из компрессора в конденсатор и далее в испаритель приводит к загрязнению поверхности теплообменных аппаратов и ухудшению теплопередачи. Необходима частая дозаправка масла в компрессор и выпуск его из испарителя. Предпочтительнее хладагенты, хорошо растворяющие масла. Снижение коэффициента теплопередачи испарителя у них не так заметно. Можно обеспечить возврат масла из испарителя в компрессор, что упрощает эксплуатацию.

Растворение воды. Желательно, чтобы холодильный агент частично растворял воду. Попавшая в систему влага (с воздухом, при дозарядке влажным маслом) в случае нерастворимости ее хладагентом замерзает в дроссельном отверстии, нарушая питание испарителя, что приводит к необходимости периодической осушки системы.

Взаимодействие с металлами и другими веществами. Хладагент должен быть химически инертным по отношению к металлам и другим материалам, которые применяют в холодильных машинах. Хладагенты, растворяющие неорганические и органические вещества, обычно слишком текучи, что затрудняет уплотнение соединений.

Химическая стойкость. Хладагент не должен быть горючим, взрывоопасным, разлагаться при высоких и низких температурах.

§ 2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСНОВНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТОВ

На заре холодильного машиностроения (конец XIX в.) наибольшее распространение получил аммиак. Благодаря высоким термодинамическим свойствам он вытеснил применявшиеся до него хлад-

агенты, такие, как хлористый этил, сернистый ангидрид, хлористый метил, диоксид углерода и др. Сернистый ангидрид и хлористый метил стали ограниченно применять лишь в домашних холодильниках, а громоздкие углекислотные машины сохранялись некоторое время на кондитерских фабриках, где большое скопление людей на первый план выдвигало требование безопасности. Аммиак же токсичен и взрывоопасен.

Серьезную конкуренцию аммиаку составила группа новых хладагентов (30-е годы) под общим названием фреоны. Эта группа холодильных агентов представляет собой галоидные производные углеводородов: метана (CH_4), этана (C_2H_6) и пропана (C_3H_8). Атомы водорода замещены у них галогенами (фтором F, хлором Cl или бромом Br). Эти хладагенты по своим термодинамическим свойствам не уступают аммиаку, а главное, почти безвредны и безопасны. С удешевлением фреонов они полностью вытеснят аммиак.

Для обозначения хладагентов в СССР принята система, разработанная Международной организацией по стандартизации (ИСО), согласно которой хладагенты обозначаются буквой R (Refrigerant — холодильный агент) и цифрой. Для фреонов цифры однозначно связаны с химической формулой: последняя цифра указывает число атомов фтора, предпоследняя — число атомов водорода плюс 1, третья справа — число атомов углерода минус 1. Оставшееся количество атомов хлора в цифре не указывается. Число атомов брома указывается после цифры (B1 — один атом, B2 — два атома брома и т. д.).

Например: 1) дифторхлорметан (CHF_2Cl) — R22: фтора — 2 атома (последняя цифра 2), водорода 1 атом $+1 = 2$ (предпоследняя цифра 2); углерода 1 атом $-1 = 0$. Цифра 0 впереди опускается. Поэтому производные метана имеют только две цифры.

В СССР галоидные производные метана называют хладонами (торговая марка фреона с допустимыми примесями влаги и других соединений);

2) дифторхлорэтан ($\text{C}_2\text{H}_3\text{F}_2\text{Cl}$) — R142: фтора — 2 атома (последняя цифра 2), водорода — 3 атома $+1 = 4$, углерода 2 атома $-1 = 1$ (третья цифра справа).

В 60-х годах начали применять смеси хладагентов. Так, смесь, состоящую из 90 % массы R22 и 10 % R12, обозначают R22/R12 (90/10). Азеотропные смеси, т. е. такие, в которых при кипении и конденсации массовый процентный состав практически не изменяется, условно обозначаются цифрами 500, 501 и т. д.

Хладагентам неорганического происхождения присваиваются номера, равные их удельной молекулярной массе, увеличенной на 700. Например, вода — R718, аммиак — R717 и т. д.

Основные свойства наиболее распространенных у нас хладагентов приведены в табл. 4, зависимость давления насыщенных паров от температуры приведена в приложении 1. Для хладагентов R12, R22, R13 и R717 даны диаграммы $h - \lg p$ (см. приложения 2—6), необходимые для расчета циклов. Рассмотрим некоторые особенности применяемых холодильных агентов.

Воздух. Как жидкий холодильный агент воздух может быть использован в диапазоне $-150 \div -200$ °С. В диапазоне $-80 \div -120$ °С воздух используют только в виде газа ($t_{кр} = -140,7$ °С). При расширении с отдачей работы (в детандере) воздух резко охлаждается, и его подают в охлаждаемый объект (см. гл. 2). Низкие значения коэффициента теплоотдачи приводят к необходимости увеличения размеров теплообменных аппаратов. При более высоких температурах применение воздушных машин неэкономично.

Вода. Как и воздух, безвредна и доступна. Из-за высокой температуры замерзания (0 °С) воду можно охлаждать не ниже $4-5$ °С. Однако для этого нужны очень низкие остаточные давления (ниже 1 кПа). Поршневые машины были бы при этом слишком громоздки. Вода находит применение в парожеткторных машинах для кондиционирования воздуха и технологических целей (см. гл. 2).

Водный лед используют в небольших холодильниках, на транспорте, в ресторанах. При таянии 1 кг льда отбирает 335 кДж теплоты. Теплоемкость льда $2,1$ кДж/(кг·К). Лед из морской воды (соленый) имеет температуру плавления $-0,5 \div -2$ °С.

Диоксид углерода. Это хладагент высокого давления (при $+30$ °С $p \approx 72 \cdot 10^5$ Па). Как хладагент пароконденсационных холодильных машин диоксид углерода был вытеснен аммиаком, а затем фреонами. Тройная точка диоксида углерода (см. рис. 9) имеет температуру $-56,6$ °С и давление $5,36 \cdot 10^5$ Па. При более низком давлении диоксид углерода может существовать только в двух фазах: твердой или газообразной.

Твердый диоксид углерода (сухой лед) имеет температуру сублимации при атмосферном давлении $-78,9$ °С. Плотность сухого льда $1300-1500$ кг/м³. Холодопроизводительность 1 кг (теплота сублимации) 574 кДж/кг, а с учетом отепления пара до 0 °С — 633 кДж/кг. Диоксид углерода нейтрален к металлам и почти безвреден.

Сухой лед используют для охлаждения небольших объектов до $-60 \div -70$ °С, где требуется эпизодическое, непродолжительное охлаждение (в медицине, при испытании образцов приборов и т. д.); 90 % сухого льда используется для сохранения мороженого при перевозках и продаже. На реализацию 1 кг мороженого отпускается 100 г сухого льда.

Аммиак. Благодаря хорошим термодинамическим свойствам и дешевизне аммиак — наиболее распространенный хладагент на крупных установках. Высокие температуры после сжатия в компрессоре ($120-130$ °С) ограничивают область применения одноступенчатых аммиачных машин температурой кипения $-20 \div -30$ °С. В диапазоне $t_0 = -70 \div -30$ °С применяют двухступенчатые аммиачные машины. Благодаря хорошим теплофизическим свойствам аммиак имеет высокие коэффициенты теплоотдачи.

У аммиака резкий запах, и уже в небольших концентрациях он вреден для человека. Допустимая концентрация аммиака в воздухе $0,02$ мг/л ($0,0028$ % по объему). При больших концентрациях он вызывает сильное раздражение глаз и дыхательных путей. Появляется

кашель, слезотечение, теряется голос. Сильное отравление аммиаком вызывает головокружение, ослабление пульса, судороги, потерю сознания. Жидкий аммиак вызывает сильные ожоги кожи. При концентрации аммиака 0,21—0,39 % (по объему) пребывание человека в помещении более 30 мин может вызвать смертельный исход. При объемной концентрации аммиака в воздухе 15—28 % открытое пламя или искра вызывают взрыв.

При работе с аммиаком особенно важно строго соблюдать правила техники безопасности.

Аммиак легче воздуха, поэтому вытяжную вентиляцию в машинных отделениях делают сверху. При появлении аммиака аварийные работы производят в противогазах и резиновых перчатках, которые всегда должны быть наготове. Кнопки аварийной остановки машины и включения аварийной вентиляции должны быть около компрессора и при входе в машинное отделение.

На черные металлы, а также алюминий и фосфористую бронзу аммиак не действует. Цветные металлы (цинк, медь и ее сплавы) аммиак разъедает. Аммиак и вода взаимно растворяются, что исключает замерзание влаги в системе. Минеральные масла почти не растворяет (см. § 5 гл. 3), что затрудняет эксплуатацию аммиачных машин.

Утечку аммиака можно обнаружить специальной индикаторной бумагой. Для приготовления индикатора надо 0,1 г фенолфталеина растворить в 100 г спирта, добавив 20 г глицерина. Полоски фильтровальной бумаги смачивают этим раствором и затем высушивают. Перед употреблением индикатор смачивают водой. При наличии в воздухе аммиака индикатор краснеет. Еще более чувствительный индикатор можно приготовить, растворив 0,5 г фенолрота (фенол красный) в 100 г спирта. Льняная ткань, смоченная таким раствором, даже в сухом виде краснеет при появлении аммиака. После прекращения действия аммиака индикатор принимает первоначальную окраску. Хранят аммиак в специальных баллонах, окрашенных в желтый цвет. Надпись «Аммиак» наносят черной краской. На каждый баллон есть паспорт. Заполнение сосудов аммиаком не должно превышать 0,57 кг на 1 л вместимости. Из-за токсичности и взрывоопасности аммиак постепенно заменяют R22.

Хладон-12 (R12). Наиболее распространенный хладагент в установках малой и средней холодопроизводительности. Объемная холодопроизводительность при стандартном режиме ($t_0 = -15^\circ\text{C}$; $t_k = +30^\circ\text{C}$) примерно в 1,5 раза ниже, чем у аммиака, но более низкие давления позволяют использовать его при температуре конденсации до 70°C . Температура в конце сжатия составляет около 60 — 70°C . Обычно R12 применяют в одноступенчатых машинах с t_0 до -30°C , но его можно использовать и в более широком диапазоне температур кипения (до -70°C).

Коэффициенты теплоотдачи у R12 ниже, чем у аммиака. Большая плотность пара вызывает потери давления в трубопроводах. Поэтому при проектировании увеличивают диаметры трубопроводов, площадь проходных сечений клапанов, чтобы уменьшить скорость

движения пара в 2—2,5 раза по сравнению с аммиаком и снизить этим потери давления.

По токсичности R12 — один из наименее вредных хладагентов. Хладон-12 в 4,3 раза тяжелее воздуха. При содержании его в помещении около 30 % человек ощущает недостаток кислорода (головная боль, слабость). Необходимо предусматривать вентиляцию машинных отделений. Забор воздуха при этом должен быть снизу. Хладон-12 негорюч и невзрывоопасен, но при температуре свыше 400 °С разлагается, образуя фтористый и хлористый водород, а также следы ядовитого газа — фосгена. Продукты разложения фреонов вызывают раздражение слизистых оболочек, головную боль, рвоту и другие признаки отравления.

Курить и работать с открытым пламенем в помещении, где установлены фреоновые машины, категорически воспрещается.

По отношению к металлам все фреоны инертны, но они хорошо смывают с металлов окалину, песок и загрязнения. Чтобы грязь не забила проходное сечение регулирующего вентиля, на жидкостной линии фреоновых машин устанавливают фильтры из асбестовой ткани и мелкой латунной сетки.

Вода во фреонах почти не растворяется (при 0 °С не более 0,0006 % по массе). Даже небольшое количество влаги, оставшейся в системе при плохой сушке перед зарядкой, при дозарядке фреона или масла, а также попавшей с воздухом (при вскрытии отдельных

узлов), вызывает замерзание влаги в дроссельном отверстии РВ, что нарушает питание испарителя. Поэтому при монтаже на жидкостной линии обычно устанавливают осушители, наполненные силикагелем или цеолитом, которые хорошо адсорбируют влагу. Хладон-12, как и большинство других фреонов, хорошо растворяет минеральные масла, что облегчает возврат масла в компрессор; упрощая эксплуатацию (см. § 5 гл. 3) по сравнению с аммиаком. Фреоны хорошо растворяют различные органические вещества, например обычную резину. Поэтому прокладки для уплотнения разъемных соединений делают из специальных сортов резины, устойчи-

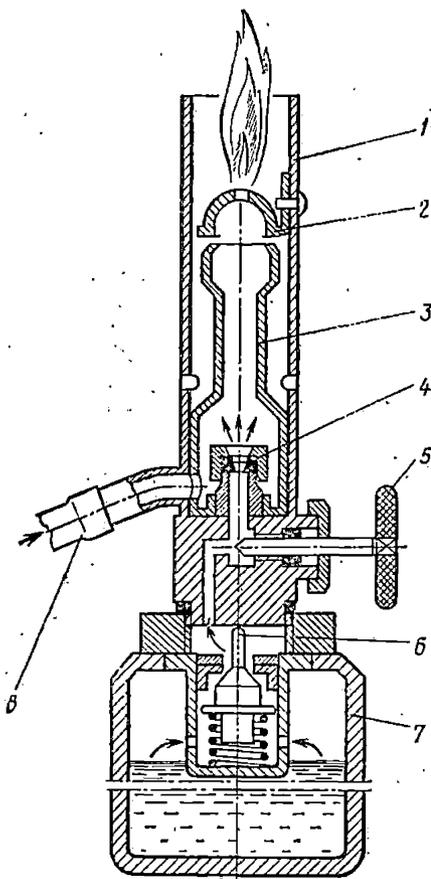


Рис. 10. Пропановая галонная горелка

вых к маслу, бензину и фреонам, или из паронита. Способность фреонов проникать через малейшие неплотности (текучесть) требует особенно тщательного уплотнения мест соединений.

Пары фреонов бесцветны и имеют очень слабый запах. Место утечки фреона определяют специальными индикаторами: галоидной горелкой (лампой) или галоидным течеискателем типа ГТИ. Принцип действия *галоидной горелки* (рис. 10) основан на свойстве фреонов разлагаться при нагреве до 400 °С и в присутствии меди изменять цвет пламени. По мере возрастания доли фреона в воздухе бесцветное (светло-голубое) пламя становится светло-зеленоватым, зеле-

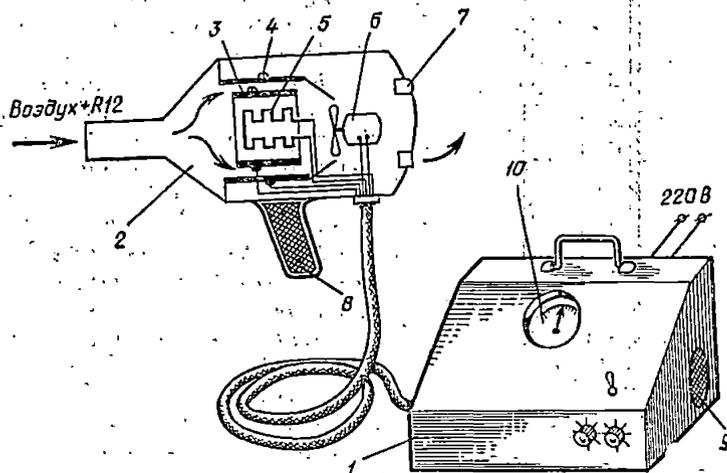


Рис. 11. Электронный галоидный течеискатель

ным, зелено-синим и фиолетовым. При открытии маховика 5 пропан под давлением из баллона 7 проходит через сопло 4 в эжектор 3 и поджигается спичкой. При большой скорости газа, выходящего из сопла, в эжекторе создается разрежение. Воздух с парами фреона по резиновой трубке 8, свободный конец которой подводится к предполагаемому месту утечки фреона, подсасывается в эжектор и, соприкасаясь с раскаленной медной насадкой 2, меняет цвет пламени.

При отвертывании корпуса 1 обратный клапан 6 перекрывает выход пропана из баллона. Минимальная утечка, которую может обнаружить пропановая горелка, 5—7 г в год.

Электронный галоидный течеискатель типа ГТИ (рис. 11) состоит из измерительного блока 1 и выносного щупа (датчика) 2, соединенных кабелем длиной 3 м. Датчик имеет форму пистолета с рукояткой 8 и подводится к месту утечки фреона. Вентилятор 6 засасывает воздух, проходящий между анодом 3 и катодом 4, которые подогреваются электронагревателем 5 до 800—900 °С. Пары фреона, оказавшиеся между электродами, увеличивают поток электронов, вылетающих с платиновой поверхности катода. Миллиамперметр 10 показывает увеличение силы тока, загорается неоновая лампа 9 на датчике и увеличивается частота щелчков в звуковом сигнале 9.

Максимальная чувствительность прибора ГТИ-6 — утечка фреона 0,2 г в год. Чувствительность прибора можно уменьшить поворотом тумблера. Помещение, в котором проверяют герметичность соединений, должно быть хорошо проветривано.

Хладон-22 (R22). По термодинамическим свойствам R22 даже несколько превосходит аммиак. Наряду с этим, как и все фреоны, он почти безопасен и безвреден. Меньшее отношение давлений p_R/p_0 , чем у аммиака, и более низкие температуры после сжатия в компрессоре (до 100 °С) позволяют расширить область применения одноступенчатого сжатия на R22 до $-40 \div -45$ °С. Двухступенчатое сжатие на R22 обеспечивает t_0 до -70 °С, а с поджимающим эжектором (вместо третьей ступени) — до -100 °С.

R22 начинает постепенно вытеснять аммиак и на крупных установках.

Фреон-502 (R502). R502 — это азеотропная смесь R22 и R115 (48,8 и 51,2 %). По свойствам близок к R22, но имеет еще более низкие температуры сжатия. Позволяет расширить диапазон применения одноступенчатых машин до $t_0 = -50$ °С (при $t_R = 45$ °С). Эффективность цикла еще выше, чем у R22. Особенно эффективен в машинах с бессальниковыми и герметичными компрессорами. Из-за повышенной стоимости R502 пока еще находит ограниченное применение, но это — очень перспективный хладагент.

R13B1. Имеет наиболее широкий диапазон возможности применения одноступенчатого сжатия — до $t_0 = -60$ °С, температура конденсации — до 35 °С. Наиболее перспективный хладагент среднего давления, но пока еще находит ограниченное применение из-за высокой стоимости.

Хладагенты высокого давления R13, R14 и др. Эта группа хладагентов характеризуется тем, что критическая температура их ниже 30 °С, т. е. при $t_R = 30$ °С и более они не конденсируются. Поэтому хладагенты высокого давления применяют только в нижней ветви каскадных установок, охлаждающая конденсатор не водой, а кипящим аммиаком или R22 при -15 °С и ниже.

R13 и близкие к ним по давлениям R23, R170 (этан) и R503 (R13/R23) имеют нормальные температуры кипения: $-81,6$; -82 ; $-88,5$ и $-87,8$ °С. Их применяют для получения температур кипения от -80 до -110 °С.

R14 с нормальной температурой кипения -128 °С и критической температурой $-45,6$ °С можно использовать в диапазоне температур кипения от -155 °С ($p_0 = 0,21 \cdot 10^5$ Па) до -110 °С ($p_0 = 3,1 \cdot 10^5$ Па). Температура конденсации его должна составлять около $-80 \div -70$ °С [$p_R = (12 \div 18) 10^5$ Па].

Хладагенты низкого давления R12B1, R142 и др. Эта группа хладагентов имеет нормальную температуру кипения -10 °С и выше. Хладагенты с наибольшей объемной холодопроизводительностью — R12B1 и R142 — применяют в поршневых компрессорах при температуре конденсации до 100 °С, используемых в холодильных машинах кондиционирования воздуха в тропическом исполнении, для крановых кондиционеров и тепловых насосов.

В холодильных машинах с центробежными компрессорами небольшой производительности используют R113, R11 и R114. Последний находит применение и в домашних холодильниках.

§ 3. ДИАГРАММЫ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ

В холодильной машине непрерывно происходят процессы, при которых изменяется агрегатное состояние вещества или только его параметры (давление, температура, удельный объем и др.). Чтобы определить параметры в начале и в конце процесса для каждого хладагента, пользуются составленными на основании опытов и расчетов термодинамическими диаграммами. По двум любым независимым параметрам можно построить точку на диаграмме. И наоборот, имея точку на диаграмме, можно найти все ее параметры. На диаграммах можно нанести происходящие в машинах процессы (кипение, подогрев, сжатие пара, охлаждение и др.) и определить параметры в различных точках цикла, необходимые для расчета отдельных узлов холодильной машины и для ее правильной эксплуатации.

Рассмотрим диаграмму $s-T$. По оси ординат отложена абсолютная температура T , а по оси абсцисс — удельная энтропия s .

Удельной энтропией называют такой параметр вещества, изменение которого Δs равно отношению удельного количества теплоты, подведенной к телу Δq , к средней температуре этого тела \bar{T} :

$$\Delta s = \Delta q / \bar{T}.$$

Если Δq измеряется в кДж/кг, а T — в К, то размерность Δs — кДж/(кг·К).

На рис. 12 в процессе подвода теплоты (кривая $0-1$) удельная энтропия возрастает от s_0 до s_1 . Если выбрать среднюю температуру \bar{T} так, чтобы площадки A и B были бы равны, то площадь под процессом ($01 s_1 s_0$) будет равна удельному количеству подведенной теплоты:

$$\Delta q_{01} = \Delta s_{01} \bar{T}.$$

Поскольку

$$\Delta s_{01} = s_1 - s_0, \quad s_1 = s_0 + \Delta q_{01} / \bar{T}.$$

Начало отсчета и значение s_0 выбирают произвольно, так как при расчетах циклов надо знать только разность значений удельной энтропии в конце и начале процесса, абсолютная величина s_0 не имеет значения.

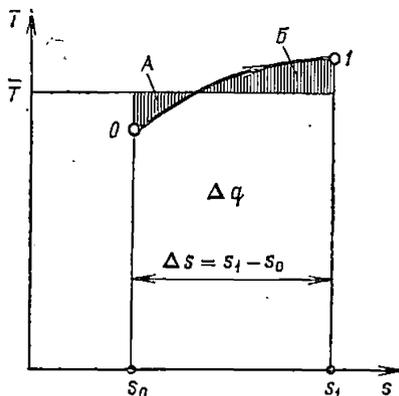


Рис. 12. К определению количества подведенной теплоты Δq в процессе $0-1$ по диаграмме $s-T$

Другим важным параметром состояния является удельная энтальпия h . Удельной энтальпией называют полную энергию 1 кг рабочего тела, равную сумме удельной внутренней энергии u и потенциальной энергии давления pv :

$$h = u + pv.$$

Удельная внутренняя энергия u представляет собой сумму кинетической энергии теплового движения молекул, зависящей от температуры тела, и потенциальной энергии взаимодействия молекул, зависящей от удельного объема.

Можно показать, что изменение удельной энтальпии

$$\Delta h = \Delta q + v \Delta p.$$

Поэтому в термодинамическом процессе при постоянном давлении ($p = \text{const}$ и $\Delta p = 0$) изменение удельной энтальпии равно удельному количеству подведенной теплоты, т. е. $\Delta h = \Delta q$; или $h_1 = h_0 + q_{01}$.

Как и для удельной энтропии, точка начала отсчета и величина h_0 значения не имеют, так как для выполнения расчетов необходимо знать только разность значений удельной энтальпии.

Рассмотрим подробнее s — T -диаграмму (рис. 13, а). Диаграмма имеет пять областей: выше температуры замерзания (тройной точки) слева от пограничной кривой насыщенной жидкости J' — область жидкости; между пограничными кривыми J' и J'' (линия сухого насыщенного пара) находится влажный пар (смесь жидкости и насыщенного пара); правее пограничной кривой J'' и выше $T_{кр}$ — перегретый пар. Ниже изотермы $t_{тр}$ находится твердая фаза (левее C_1 — C_2) и смесь твердого вещества и насыщенного пара (между C_1 — C_2 и J'').

У аммиака и фреонов давления, близкие к тройной точке, настолько низкие, что работа машин в этом диапазоне неэффективна. Поэтому для этих хладагентов область температур, близких к температуре замерзания, не показывают.

Рассмотрим основные процессы на примерах. Возьмем жидкость при $t = -10^\circ\text{C}$ и $p = 4 \cdot 10^5$ Па (точка 8) и будем подводить к ней теплоту (увеличивать энтропию) при постоянном давлении (по изобаре, т. е. $p = \text{const}$). Давлению $p = 4 \cdot 10^5$ Па соответствует температура кипения 0°C . Поэтому в точке 0 ($s_0 = 4$) жидкость начинает кипеть. При дальнейшем подводе теплоты температура (0°C) не изменяется. Между пограничными кривыми J' и J'' изобара совпадает с изотермой. Массовая доля пара в смеси x (степень сухости) возрастает от $x = 0$ на пограничной кривой J' до $x = 1$ на пограничной кривой J'' . Доля пара в промежуточной точке (например, 7) равна отношению $(h_7 - h_0)/(h_1 - h_0) = (420 - 400)/(605 - 400) = 0,1$. Разность $h_1 - h_0$ определяет скрытую теплоту парообразования при данном давлении. Дальнейший подвод теплоты (процесс 1—1' и далее) превращает насыщенный пар в перегретый.

¹ В диаграммах и учебниках раньше обозначали t .

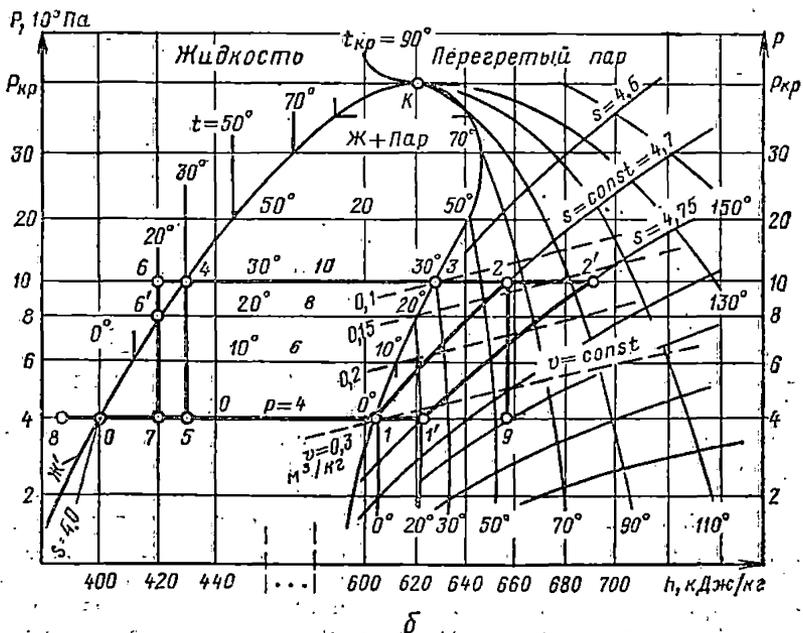
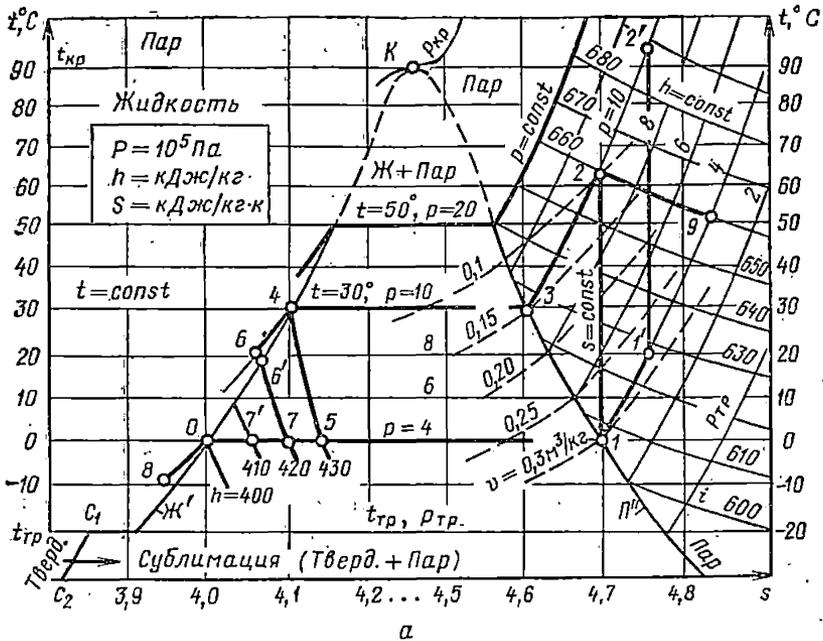


Рис. 13. Термодинамические диаграммы:
 а — $s-T$ (энтропия — температура); б — $h-lg p$ (энтальпия — давление)

Процесс 1—2 — повышение давления от $p = 4 \cdot 10^5$ Па до $p = 10 \cdot 10^5$ Па идет по линии $s = \text{const}$, т. е. при постоянной энтропии. Такой процесс — без подвода и отвода теплоты — называют адиабатическим. Он может быть осуществлен, например, при быстром сжатии пара в компрессоре. При этом часть работы сжатия превращается в теплоту, удельная энтальпия увеличивается на $h_2 - h_1 = 660 - 605 = 55$ кДж/кг, а температура — с 0 до 64°C . Если перед сжатием пар подогреть от 0 до 20°C (процесс 1—1'), то после сжатия его (1'—2') температура 2' будет примерно на 20°C выше, чем в точке 2.

Процесс 2—1 обратный по отношению к сжатию 1—2: пар адиабатически расширяется, производя работу, и давление его падает от 10 до $4 \cdot 10^5$ Па. Такой процесс происходит, например, в турбодетандере: пар раскручивает турбину и выходит резко охлажденный. Если сжатый пар пропустить через отверстие (процесс 2—9), то давление его упадет, а часть энергии перейдет в теплоту (энтропия возрастет). Энтальпия при этом не изменяется ($h_0 = h_2$). Такой процесс ($h = \text{const}$) называют дросселированием. При дросселировании пара температура снижается примерно на $1/4^\circ\text{C}$ при падении давления на 0,1 МПа. Снижение температуры при дросселировании значительно меньше, чем при адиабатическом расширении с отдачей работы.

При отводе теплоты при постоянном давлении вместо нагрева и кипения происходят процессы охлаждения и конденсации. В процессе 2—3 перегретый пар охлаждается до сухого насыщенного. В процессе 3—4 отводится скрытая теплота парообразования $r = h_3 - h_4$ и происходит конденсация. Процесс 4—6 — переохлаждение жидкости с 30 до 20°C при том же давлении ($p = 10 \cdot 10^5$ Па). Изобара 4—6 в области переохлажденной жидкости почти совпадает в s — T -диаграмме с пограничной кривой Ж'. Жидкость в точке 6' (на кривой Ж') имеет такую же температуру, как и в точке 6, но при подводе теплоты к жидкости в точке 6' ($p = 8 \cdot 10^5$ Па) жидкость сразу начинает кипеть, а при подводе теплоты к жидкости в точке 6 ($p = 10 \cdot 10^5$ Па) жидкость нагревается до 30°C и только затем закипает.

При дросселировании жидкости (например, процесс 4—5) частично образуется пар. В оставшейся доле жидкости ($1 - x$) температура снижается до t_b . Снижение температуры при дросселировании жидкости значительно больше, чем при дросселировании пара (сравните процесс 4—5 с процессом 2—9), так как охлаждение жидкости является результатом частичного ее выкипания.

Чтобы диаграммы были более компактны, обычно среднюю область влажного пара вырезают (в расчетах она не требуется). Область изменения давлений дают, как правило, от 0,2 до $(20 \div 30) \times 10^5$ Па.

В практических расчетах удобнее пользоваться диаграммой h — $\lg p$ (рис. 13, б). В отличие от диаграммы s — T у пограничных кривых здесь имеют изломы не изобары, а изотермы. Проследите, например, за изотермой $t = 30^\circ\text{C}$. В области влажного пара, как и

в s — T -диаграмме, она совпадает с изобарой $p = 10 \cdot 10^5$ Па, но из точки 4 она идет вверх, а из точки 3 — вниз, в то время как изобара располагается горизонтально. Значения удельной энтальпии читаются прямо по равномерной шкале абсцисс, а линии $s = \text{const}$ наклонные. Это значительно удобнее, так как в расчетах циклов обычно пользуются энтальпией, а не энтропией. Кроме того, более наглядно показан процесс переохлаждения жидкости при $p = \text{const}$. Температуры t_6 и t_6' равны.

Найдите самостоятельно параметры точек 1—9 по диаграммам s — T и h — $\lg p$. В пределах точности диаграмм они должны совпадать.

§ 4. ХЛАДОНОСИТЕЛИ

Хладоносителем называют вещество, которое отбирает теплоту от одной части холодильной установки и отдает его другой, не меняя при этом своего агрегатного состояния.

Вещество, выбранное в качестве хладоносителя, должно иметь низкую температуру замерзания, малые вязкость и плотность, высокие теплопроводность и теплоемкость, быть безопасным и безвредным, химически стойким, инертным по отношению к металлам, а также недефицитным и недорогим. Почти всем этим требованиям отвечает вода. Однако сравнительно высокая температура замерзания воды ограничивает область ее применения установками кондиционирования воздуха. Для охлаждения камер до температур, близких к 0°C , требуется подавать в батареи хладоноситель, температура которого около -10°C . Вода в этих условиях будет замерзать.

В качестве хладоносителей применяют растворы хлористого натрия или хлористого кальция, которые называют рассолами, а также растворы этиленгликоля (антифризы), R30 и др. (табл. 5).

Растворы солей NaCl и CaCl_2 . При растворении в воде различных солей, например хлористого натрия (поваренной соли) или хло-

Таблица 5

Свойства хладоносителей	Вода	Эвтектические растворы			R30
		NaCl	CaCl ₂	Этиленгликоль	
Массовая доля, %	100	23,1	29,9	67	100
Температура замерзания, °C	0	-21,2	-55	-73	-96,7
Нормальная температура кипения, °C	100	106	110	189 *	40,1
Удельная теплота плавления, кДж/кг	335	236	213	—	—
Удельная теплоемкость при 0°C , кДж/(кг·K)	4,21	3,32	2,74	2,29	1,16
Коррозионная способность	Нет	Сильная	Средняя	Слабая	Нет
Токсичность	Нет	Нет	Средняя	Слабая	Средняя
Стоимость, руб./т	0,04	4,5	101	540	340

* Для чистого вещества.

Хлористый натрий			Хлористый кальций				
Содержание соли, кг		Температура заморозания раствора, °С	Плотность при 15 °С ρ, кг/л	Содержание соли, кг		Температура заморозания раствора, °С	Плотность при 15 °С ρ, кг/л
на 100 кг воды	в 100 кг раствора			на 100 кг воды	в 100 кг раствора		
0,1	0,1	0,0	1,00	0,1	0,1	0,0	1,00
7,5	7,0	-4,4	1,05	13,0	11,5	-7,1	1,10
15,7	13,6	-9,8	1,10	28,0	21,9	-21,2	1,20
25,0	20,0	-16,6	1,15	31,2	23,8	-25,7	1,22
26,9	21,2	-18,2	1,16	32,9	24,7	-28,3	1,23
29,0	22,4	-20,0	1,17	34,6	25,7	-31,2	1,24
30,1*	23,1	-21,2	1,175	36,2	26,6	-34,6	1,25
31,1	23,7	-17,2	1,18	42,7*	29,9	-55,0	1,286
33,1	24,9	-9,5	1,19	45,4	31,2	-41,6	1,30
35,7	26,3	0,0	1,203	59,5	37,3	0,0	1,37

* Эвтектический раствор.

ристого кальция, можно получить рассолы с достаточно низкой температурой заморозания. Повышение относительного содержания соли в растворе приводит к снижению его температуры заморозания (табл. 6).

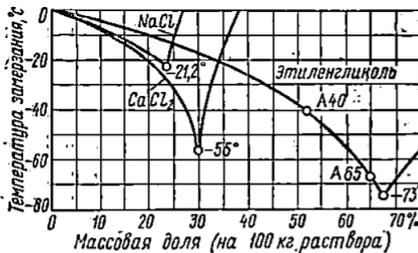
Растворив в 100 л воды 30,1 кг поваренной соли, мы можем довести температуру заморозания рассола до $-21,2^{\circ}\text{C}$. Однако даль-

нейшее повышение концентрации рассола вызывает уже не снижение, а повышение температуры заморозания. Раствор, имеющий наиминимумую температуру заморозания, называется э в т е к т и ч е с к и м (рис. 14).

Применяя раствор хлористого кальция, можно получить более низкие температуры заморозания, чем при использовании раствора хлористого натрия (до -55°C).

Для определения температуры заморозания разведенного уже

Рис. 14. Зависимость температуры заморозания растворов солей NaCl , CaCl_2 и этиленгликоля от массовой доли соли в растворе



раствора обычно измеряют его плотность. Более высокой доле соли соответствует большая плотность. Плотность растворов измеряют ареометром. По закону Архимеда погруженное в жидкость тело выталкивается из него с силой, равной весу жидкости, вытесненной этим телом, поэтому при большой плотности раствора ареометр поднимается кверху (утяжеленная часть обеспечивает ему вертикальное положение). Риска, которая оказалась на уровне поверхности жидкости, показывает плотность раствора. Если отсутствует ареометр, плотность можно определить непосредственным взвешиванием 1 л раствора.

При понижении температуры рассола на 25—30 °С плотность его увеличивается примерно на 0,01 кг/л. Так, плотность раствора хлористого натрия при 15 °С составляет 1,17 кг/л, а при охлаждении до —15 °С. — 1,18 кг/л. Это надо учитывать при определении температуры замерзания раствора по его плотности.

Пример. Вместимость системы V, которую необходимо заполнить рассолом, составляет 1500 л. Требуемая температура замерзания рассола —25 °С. Какова масса соли, требуемая для изготовления рассола?

Решение. Из табл. 6 видно, что хлористый натрий для температуры —25 °С не подходит и необходимо взять раствор хлористого кальция с плотностью $\rho = 1,22$ кг/л.

Общая масса рассола

$$M_{\text{рас}} = V\rho = 1500 \cdot 1,22 = 1830 \text{ кг.}$$

Масса соли в 100 кг раствора равна 23,8 кг (см. табл. 6), т. е. массовая доля соли $\xi = 23,8/100 = 0,238$. Следовательно, необходимая масса соли

$$M_{\text{соли}} = M_{\text{рас}}\xi = 1830 \cdot 0,238 = 440 \text{ кг.}$$

Учтите, что плотность этого рассола при —15 °С будет уже не 1,22, а 1,23 кг/л.

Этиленгликоль. Чистый этиленгликоль $\text{C}_2\text{H}_4(\text{OH})_2$ имеет температуру замерзания всего —17,5 °С. Поэтому применяют водные растворы этиленгликоля (их часто называют антифризами), которые в зависимости от массовой доли этиленгликоля имеют температуру замерзания —40 °С (антифриз-40) или —60 °С (антифриз-60). В этих растворах содержатся антикоррозионные добавки (ингибиторы). У этектического раствора (массовая доля этиленгликоля 67 %) $t_{\text{зам}} = -73$ °С. Растворы этиленгликоля применяют в диапазоне температур кипения от —40 до —60 °С. Для небольших установок, где стоимость его не так существенна, этиленгликоль используют вместо хлористого кальция при t_0 от —15 до —40 °С.

R30 и спирты. Для использования в области низких температур кипения применяют R30 (от —40 до —90 °С), этиловый спирт ($t_{\text{зам}} = -117$ °С) или пропиловый спирт ($t_{\text{зам}} = -127$ °С). Метилловый спирт ($t_{\text{зам}} = -97,8$ °С) ядовит и применять его не рекомендуется. R30 (дихлорметан — CH_2Cl_2) при высоких температурах (20—30 °С) очень летуч. В нем, как и в спиртах, содержатся летучие примеси, вредные для человека. Поэтому R30 и спирты применяют в закрытых герметичных системах, а помещения интенсивно вентилируют.

§ 5. СМАЗОЧНЫЕ МАСЛА

Для смазки трущихся частей компрессора применяют специальные холодильные масла. В компрессоре масло соприкасается с парами хладагента, и частицы масла уносятся парами в конденсатор и далее в испаритель. Масло частично растворяется в хладагентах, поэтому важны не только свойства чистых масел, но и свойства растворов масла в хладагенте.

Требования к чистым маслам. Требования к маслам зависят от условий их работы: хладагента, диапазона температур кипения и

Таблица 7

Показатели холодильных масел	Требования к маслам				
	Класс А (аммиак)	Класс Б (фреоны)			
		Группа I (R11, R12, R22, R114, R502)	Группа II (R22, R502)	Группа III (R13B1, R22, R502)	Группа IV (R13B1, R13)
Температура кипения хладагента (минимальная), °С	-70	-30	-40	-70	-100
Вязкость при 50 °С, мм ² /с	25—35	16—55	16—40	16—40	14—35
Температура застывания, °С, не выше					
при минимальной вязкости	-30	-35	-45	-70	-80
при максимальной вязкости	-30	-25	-35	-50	-80
Температура вспышки, °С, не ниже	160	160	160	160	160
Применяемость масел	ХА23; ХА30; ХМ35	ХФ12-18; ХМ50; ХМ35	ХА23; ХА30; ХМ35; ХС50	ХФ22-24; ХФ22с-16; ПФГОС-4; ХСН-40	ФМ-5, 6АП ПМТС-5

температур после сжатия в компрессоре. Эти условия разбиты на два класса: А — для работы на аммиаке; Б — на фреонах. Класс Б имеет 4 группы (табл. 7).

Чтобы обеспечить хорошую смазку трущихся деталей (уменьшить их износ), масло должно иметь определенную вязкость. С повышением температуры вязкость уменьшается, что ухудшает его противозносные качества. Поэтому для машин, рассчитанных на более высокую температуру конденсации, и при использовании хладагентов с высокой температурой в конце сжатия выбирают масла с повышенной вязкостью.

Температура застывания масла должна быть ниже температуры кипения хладагента, чтобы оно не замерзло в испарителе. При температуре на 6—10 °С выше температуры застывания масло может еще циркулировать по трубопроводам.

Масло должно быть стабильным в смеси с хладагентом при длительной эксплуатации во всем диапазоне температур и давлений.

Температура вспышки масла должна быть более, чем на 30 °С выше температуры конца сжатия. При высоких температурах масло теряет стабильность, разлагается и пригорает.

Желательно, чтобы масло хорошо растворялось в холодильном хладагенте. Преимущества этого будут ясны при рассмотрении смеси масел с холодильными агентами.

Кроме того, масло не должно обладать повышенной кислотностью, содержать влагу и механические примеси.

Таблица 8

Показатели	Физико-химические характеристики масел							
	ХА30	ХМ35 *	ХФ12-18	ХФ22-24	ХФ22с-16	ХСН-40*	ПФГОС-4	ФМ-5,6АП
Тип масла	М	М	М	МЗ	С	СУ	С	С
Вязкость, мм ² /с								
при 50 °С	28	34	18	25	16	41	42	13
при 100 °С	6,4	6,5	4,6	7	5,3	8,2	11,5	5
Температура за- стывания, °С	-38	-35	-40	-55	-58	-50	-70	-110
Температура вспышки, °С	185	180	160	125	225	225	>210	247
Плотности при 20 °С, кг/л	0,88	0,91	0,87	0,88	0,99	0,88	1,05	0,97
Область примене- ния (класс, груп- па)	А, БII	А, БII	БI	БIII	БIII	БIII	БIII	БIV

* Перспективное масло.

Примечание. Приняты обозначения масел: М — минеральное (нефтяное); С — синтетическое; СУ — синтетическое углеводородное; МС — смесь минерального и синтетического; МЗ — минеральное загущенное.

Перечисленным требованиям удовлетворяют отечественные масла, приведенные в табл. 8, и некоторые другие (ХМ50, ХС25, ХС40, ХС50).

Смеси масел с хладагентами. По степени взаимной растворимости различают три группы смесей масел с жидкими хладагентами: практически нерастворимые друг в друге, полностью растворимые и с ограниченной растворимостью. Рассмотрим особенности каждой группы.

Аммиак с минеральными маслами относятся к первой группе. Уносимые из компрессора частицы масла вследствие плохой растворимости достаточно полно отделяются в маслоотделителях. Это масло возвращается в картер компрессора. Часть масла попадает в конденсатор и, поскольку оно тяжелее жидкого аммиака, скапливается внизу и через ресивер поступает в испаритель. Из-за малой растворимости в аммиаке масло залегаеет в испарителе, а при низких температурах — замерзает. Это ухудшает теплопередачу испарителей и приводит к постепенному снижению количества масла в компрессоре. Поэтому периодически приходится удалять масло из испарителей (подогревая его) и добавлять свежее масло в картер, что усложняет эксплуатацию.

Фреоны с полностью растворимыми маслами. К этой группе относятся смеси R12 с минеральными маслами, R22, R502 с маслом ХФ22с-16, R13В1 с маслом ХФ22с-16 (при $t_0 > -70$ °С), R13 с ФМ-5,6АП (при массовой доле масла менее 9 %).

Смесь фреонов с маслом при полном взаимном растворении имеет более низкую температуру замерзания, чем чистое масло. Это позволяет работать при более низких температурах кипения. После выкипания фреона в испарителе остается почти чистое масло. В прямоточных испарителях, расположенных выше компрессора, масло самотеком сливается в картер компрессора. При нижней подаче смеси в испаритель оставшееся масло собирается в верхней части испарителя (масло легче жидкого фреона) и при достаточном заполнении испарителя вместе с влажным паром выходит в теплообменник. Там фреон доиспаряется, а масло сливается в компрессор. Таким образом, преимущество полного растворения масла с фреоном заключается в возможности работать при более низких температурах кипения и в обеспечении возврата масла в компрессор (не требуются выпуск масла из испарителя и периодическая дозарядка).

Однако при полном растворении масла во фреоне температура кипения смеси несколько выше, чем у чистого хладагента. Чтобы обеспечить заданную холодопроизводительность, приходится поддерживать более низкое давление, что связано с дополнительной затратой мощности компрессора. Другой недостаток состоит в том, что при длительной остановке компрессора повышение давления приводит к насыщению масла в картере фреоном. При пуске компрессора давление в нем резко падает, масло вскипает, что приводит к необходимости принимать дополнительные меры, чтобы предотвратить выброс масла из картера. Однако преимущества полной растворимости гораздо выше указанных недостатков.

Масла с ограниченной растворимостью в хладагентах. К этой группе относится, например, смесь R22 с минеральными маслами. При температуре конденсации эти масла растворяются во фреоне. Поэтому в конденсаторе и ресивере масло не задерживается. В испарителе смесь расслаивается. В верхнем слое содержание масла в растворе в несколько раз выше, чем в нижнем. Чтобы не было замерзания масла в испарителе, масла с ограниченной растворимостью должны иметь более низкую температуру замерзания. Преимущество их — незначительное вскипание при пуске компрессора.

При высоких температурах у масел, растворимых в хладагентах, вязкость снижается. Поэтому следует выбирать масла с более высокой вязкостью.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. В чем преимущество хладагентов высокого давления?
2. Какова область применения наиболее дешевых холодильных агентов: воды и воздуха?
3. Сравните свойства аммиака, R12 и R22.
4. Можно ли использовать хладагент при температурах выше критической в паровых компрессионных машинах?
5. Что такое тройная точка и может ли быть использован холодильный агент при температурах ниже тройной точки?
6. Изобразите основные физические процессы, связанные с подводом и отводом теплоты при постоянном давлении, в диаграммах h , p - и s , T .
7. Как ведут себя смеси хладагентов с маслами в компрессионной машине?

Глава 4. ЦИКЛЫ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ КОМПРЕССИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

§ 1. ИДЕАЛЬНЫЙ ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ ЦИКЛ (ЦИКЛ КАРНО)

Для отвода теплоты Q_0 от охлаждаемого объекта, температура которого T_0 , и передачи этой теплоты окружающей среде с температурой T_K согласно второму закону термодинамики необходимо затратить работу. Французский ученый Карно (1824 г.) показал, что идеальным циклом для передачи теплоты при условии постоянных

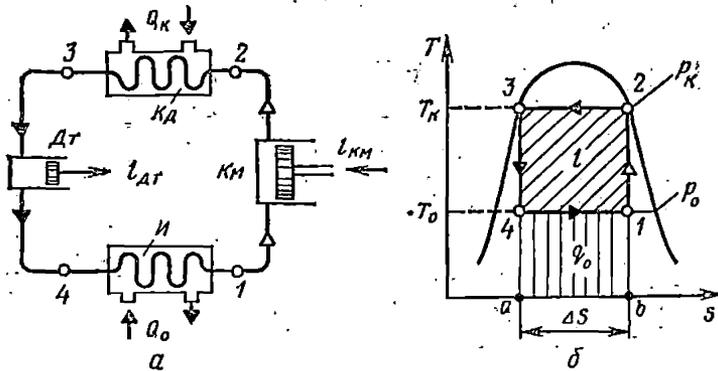


Рис. 15. Идеальный теоретический цикл холодильной машины (цикл Карно): а — схема машины; б — цикл в s - T -диаграмме

значений T_0 и T_K является цикл, состоящий из двух изотерм и двух адиабат. Проще всего осуществить такой цикл в области влажного пара, поскольку изотермы совпадают здесь с изобарами. На рис. 15, а показана схема машины, которая позволяет осуществить такой цикл. Сам цикл изображен в диаграмме s - T (рис. 15, б) для 1 кг хладагента, циркулирующего в системе.

В испарителе $И$ жидкость кипит при низкой температуре T_0 (в идеальном случае почти равной температуре охлаждаемого объекта) при давлении p_0 и отводит теплоту Q_0 — процесс $4-1$. Компрессор $Км$ отсасывает пар из испарителя (поддерживая в нем давление p_0) и сжимает его до давления p_K по адиабате $1-2$ (температура конца сжатия T_K). В конденсаторе пар отдает теплоту Q_K при температуре T_K , близкой к температуре окружающей среды, и конденсируется. (процесс $2-3$). В детандере $Дт$ (расширительный цилиндр) жидкость расширяется, производя работу $l_{Дт}$; при этом давление ее падает от p_K до p_0 . Если хорошо изолировать цилиндр, можно считать, что процесс $3-4$ идет без подвода или отвода теплоты, т. е. по адиабате.

Количество теплоты, отведенное 1 кг холодильного агента, поступившего из испарителя, q_0 равно площади прямоугольника $4-1-в-а$:

$$q_0 = T_0 \Delta s,$$

а удельная теплота, отданная окружающей среде,

$$q_K = T_K \Delta s$$

равна площади фигуры 2—3—а—б.

Из условия теплового баланса холодильной машины

$$q_K = q_0 + l$$

найдем минимальную работу цикла l , которую надо затратить для отвода теплоты q_0 :

$$l = q_K - q_0 \text{ (площадь прямоугольника 1—2—3—4).}$$

Эта работа равна разности значений работы, затраченной в компрессоре l и возвращенной в детандере $l_{\text{ДТ}}$:

$$l = l_{\text{КМ}} - l_{\text{ДТ}}$$

Холодильный коэффициент цикла Карно

$$\epsilon_c = q_0/l = T_0 \Delta s / [(T_K - T_0) \Delta s] = T_0 / (T_K - T_0).$$

Из уравнения видно, что холодильный коэффициент идеального цикла не зависит от выбора хладагента и определяется только температурами охлаждаемого объекта и окружающей среды. Работа, затраченная в цикле,

$$l = q_0 (T_K - T_0) / T_0,$$

т. е. пропорциональна отведенной теплоте и разности температурных уровней $T_K - T_0$. Следовательно, при эксплуатации надо стремиться поддерживать по возможности более высокую температуру кипения, так как при понижении T_0 на каждый лишний градус затрата механической работы увеличивается на 2—4 %. Температуру конденсации T_K надо по возможности снижать, изыскивая наиболее холодные источники охлаждающей воды.

Холодильный коэффициент может быть значительно больше единицы. Например: для $t_0 = -23^\circ\text{C}$ ($T_0 = 250\text{ K}$) и $t_K = +27^\circ\text{C}$ ($T_K = 300\text{ K}$)

$$\epsilon_c = T_0 / (T_K - T_0) = 250 / (300 - 250) = 5,$$

т. е. затратив 1 кДж работы, мы можем отобрать от охлаждаемого объекта 5 кДж теплоты. Не противоречит ли это закону сохранения энергии? Противоречия здесь нет. Затрачиваемая работа не просто превращается в теплоту, а используется лишь для перемещения теплоты на более высокий температурный уровень.

При снижении t_0 холодильный коэффициент падает. В приведенном примере при $t_0 = -143^\circ\text{C}$ $\epsilon_c = 1$. В действительных циклах с учетом различных потерь работы $\epsilon = 1$ уже при температурах $-60 \div -70^\circ\text{C}$ и далее становится меньше единицы.

§ 2. ПРОСТЕЙШИЙ ЦИКЛ

Схему идеальной машины Карно можно значительно упростить, заменив конструктивно сложный детандер регулирующим вентилем PB (рис. 16, а). Кроме того, регулирующий вентиль PB позволяет регулировать заполнение испарителя хладагентом. Снижение давления в регулирующем вентиле идет без изменения энтальпии

$h_4 = h_3$, т. е. $h = \text{const.}$. Потенциальная энергия давления p_0 расходуется здесь не на совершение внешней работы, а на преодоление трения и сопротивления прохождению жидкости через малое отверстие в регулирующем вентиле и превращается в теплоту. Поэтому энтропия при дросселировании возрастает, и образуется больше пара, чем при адиабатическом расширении ($x_4 > x_5$). В результате удельная холодопроизводительность q_0 (рис. 16, б) становится меньше (на площадь прямоугольника 5—4—а—б), а затрачиваемая работа на такую же величину (площадь треугольника 3—5—б) увеличивается.

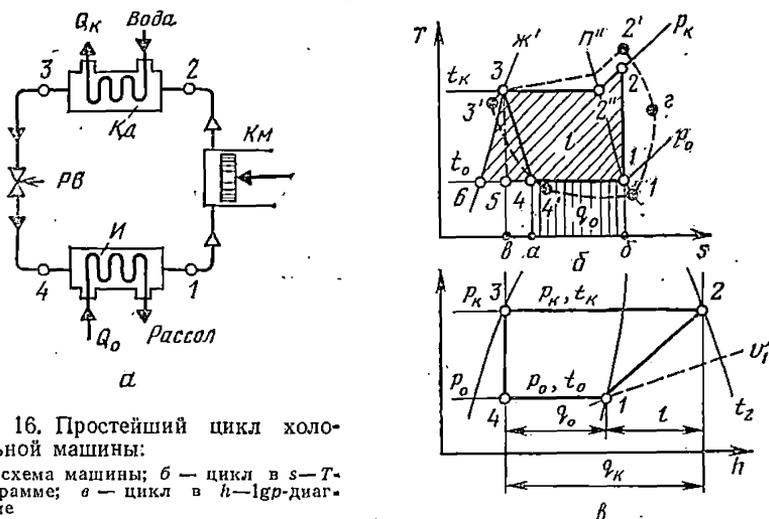


Рис. 16. Простейший цикл холодильной машины:
 а — схема машины; б — цикл в s - T -диаграмме; в — цикл в h - lgr -диаграмме

Второе отличие простейшего теоретического цикла от цикла Карно состоит в том, что в компрессор поступает не влажный пар, а сухой насыщенный (точка 1). В цикле Карно влажный пар при сжатии в компрессоре нагревается и превращается в насыщенный, однако практически жидкость, попавшая в цилиндр, может не вся испариться, и возникнет гидравлический удар (поршень ударяет по несжимаемой жидкости, и давление передается на крышку компрессора, что может вызвать поломку компрессора). Всасывание сухого пара повышает надежность машины, но несколько увеличивает работу сжатия. Температура в конце сжатия (точка 2) становится выше температуры конденсации. В конденсаторе надо сначала охладить перегретый пар (процесс 2—2'') и только затем отвести скрытую теплоту парообразования (2''—3).

Третье отличие простейшего цикла от цикла Карно в том, что температура кипения t_0 на 5—10 °С ниже температуры охлаждаемого объекта, а t_k на 5—10 °С выше температуры окружающей среды, что практически необходимо для передачи теплоты от объекта к машине и от машины к окружающей среде.

Таким образом, холодильная машина с регулирующим вентилем проще и надежнее, чем машина, работающая по циклу Карно, но холодильный коэффициент ее ниже.

Теоретический холодильный коэффициент для простейшего цикла (фигура 1—2—3—4—1 на рис. 16, б)

$$\epsilon_T = q_0/l = \text{площадь фигуры 4—1—б—а} / \text{площадь фигуры 1—2—3—4—1}.$$

Значения ϵ_T зависят не только от t_0 и t_K , но и от свойств хладагента (например, от наклона пограничных кривых). Для аммиака и R12 при $t_0 = -15$ и $t_K = 30$ ϵ_T примерно на 18 % ниже, чем ϵ_c .

Действительные процессы в простейшем цикле, показанные на диаграмме пунктиром (1'—2'—3'—4'—1') несколько отличаются от теоретических. Давление в точке всасывания (1') на $(0,1 \div 0,2) \times 10^5$ Па меньше, чем p_0 , иначе пары не будут из испарителя поступать в компрессор. Эта разность давлений ($p_{1'} - p_0$) зависит от сопротивления в трубопроводах. При малых диаметрах труб скорость пара больше, и потери на сопротивление увеличиваются.

Сжатие идет не по адиабате 1—2, а по кривой 1'—2'. В начале сжатия холодные пары нагреваются от стенок цилиндра и энтропия их растет (участок 1'—г), в конце сжатия горячие пары отдают теплоту (участок г—2') — процесс идет с уменьшением энтропии. При охлаждении компрессора водой $t_{2'}$ может оказаться ниже t_2 .

Давление в конце сжатия ($p_{2'}$) должно быть несколько выше p_K , чтобы преодолеть сопротивление в клапанах и нагнетательном трубопроводе. В жидкостном трубопроводе жидкость на 2—3 °С может переохладиться (процесс 3—3'). После дросселирования в регулирующем вентиле жидкость может в результате теплопритоков частично испариться до входа в испаритель. Поэтому точка 4' правее, чем точка 4, что снижает q_0 .

Для расчетов строят теоретический цикл (обычно в диаграмме $p-h$, рис. 16, в), а для учета перечисленных отклонений вводят поправочные коэффициенты. При построении цикла сначала проводят линии постоянных давлений (изобары) p_0 и p_K . На пересечении изобары p_0 с правой пограничной кривой находим точку 1. Принимая сжатие адиабатическим, из точки 1 проводим линию $s = \text{const}$ до пересечения с изобарой p_K и находим точку 2 в конце сжатия. Точка 3 — конец конденсации — лежит на левой пограничной кривой при давлении p_K . Процесс дросселирования 3—4 идет вертикально вниз по линии $h = \text{const}$ до давления p_0 .

Для каждой точки определяем значения температуры, давления и энтальпии и составляем таблицу значений параметров. Для точки 1 определяем удельный объем всасываемого пара.

Для расчета машины следует определить следующие параметры теоретического цикла:

удельную холодопроизводительность хладагента, кДж/кг,

$$q_0 = h_1 - h_4 \quad (h_4 = h_3);$$

удельную работу сжатия в компрессоре, кДж/кг,

$$l_T = h_2 - h_1;$$

удельную тепловую нагрузку конденсатора, кДж/кг,

$$q_K = h_2 - h_3;$$

объемную холодопроизводительность

$$q_v = q_0/v_{вс} \quad (v_{вс} = v_1);$$

холодильный коэффициент

$$\varepsilon_T = q_0/l_T.$$

Зная параметры теоретического цикла, можно определить основные параметры действительной холодильной машины, имеющей компрессор с теоретической производительностью (объем, описываемый поршнями) V_T .

Количество циркулирующего хладагента (массовый расход через компрессор)

$$M_{км} = V_T \lambda / v_{вс},$$

где λ — коэффициент подачи компрессора, учитывающий объемные потери (см. гл. 5).

Если V_T измеряется в м³/с, $v_{вс}$ — в м³/кг, то размерность $M_{км}$ — кг/с.

Холодопроизводительность компрессора

$$Q_0 = M_{км} q_0, \text{ или}$$

$$Q_0 = V_T \lambda q_0 / v_{вс}.$$

Из последней формулы можно найти требуемую теоретическую производительность компрессора V , необходимую для отвода теплоты $\sum Q = Q_0$:

$$V = \sum Q v_{вс} / (\lambda q_0), \text{ или}$$

$$V_T = M v_{вс} / \lambda,$$

где $M = \sum Q / q_0$ — массовый расход хладагента, необходимый для отвода теплопритоков $\sum Q$.

Нагрузка на конденсатор

$$Q_K = M_{км} q_K.$$

Теоретическая мощность компрессора

$$N_T = M_{км} l_T.$$

Действительная потребляемая мощность (от сети)

$$N_0 = N_T / \eta_0,$$

где η_0 — КПД компрессора, учитывающий потери из-за отклонения действительного цикла от теоретического $\eta_{др}$, потери на трение $\eta_{мех}$ и потери в электродвигателе $\eta_{дв}$:

$$\eta_0 = \eta_{др} \eta_{мех} \eta_{дв}.$$

Действительный холодильный коэффициент

$$\varepsilon_d = Q_0 / N_0 = \varepsilon_T \eta_0.$$

Значения ε_d примерно в два раза меньше, чем ε_T .

§ 3. ПЕРЕОХЛАЖДЕНИЕ ЖИДКОСТИ ПЕРЕД РЕГУЛИРУЮЩИМ ВЕНТИЛЕМ И ПЕРЕГРЕВ ПАРА НА ВСАСЫВАНИИ

При движении насыщенной жидкости (точка 3 на рис. 17) по жидкостному трубопроводу (от конденсатора до регулирующего вентиля) вследствие некоторого падения давления температура ки-

пения жидкости уменьшается, и начинается парообразование. Объем смеси пара и жидкости намного больше, чем объем жидкости, поэтому пропускная способность регулирующего вентиля резко снижается. Переохлаждение жидкости после конденсатора на несколько градусов исключает парообразование в жидкостном трубопроводе.

Кроме того, переохлаждение жидкости перед регулирующим вентилем увеличивает холодопроизводительность q_0 , так как при дросселировании меньше выкипает жидкости (меньше теплоты требуется для охлаждения всей массы жидкости до температуры кипения). Увеличение холодопроизводительности

$$\Delta q_0 = q_0 - q'_0 = h_3 - h_4.$$

Небольшое переохлаждение (на 2—3 °С) возможно в нижней части конденсатора и в жидкостном трубопроводе. На крупных аммиачных установках при наличии артезианской воды после конденсатора ставят водяные переохладители, достигая переохлаждения до 10 °С. Во фреоновых машинах

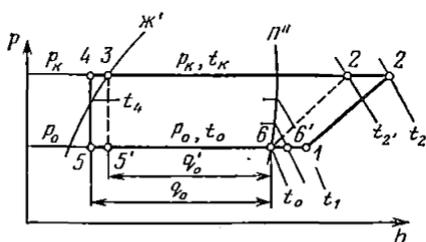


Рис. 17. Переохлаждение жидкости перед PB и перегрев пара на всасывании в $h-lgp$ -диаграмме

шинах переохлаждение жидкости осуществляют холодным паром, идущим из испарителя к компрессору в специальных теплообменниках (см. § 4).

Перегрев пара при работе сухим ходом частично осуществляется в конце испарителя (процесс $6-6'$), а частично во всасывающем трубопроводе ($6'-1$).

Перегрев пара в испарителе на первый взгляд кажется полезным, так как на величину ($h_{6'}-h_6$) увеличивается холодопроизводительность q_0 . Однако поверхность теплопередачи испарителя, соприкасающаяся с жидким хладагентом, настолько уменьшается, что для отвода теплоты от объекта приходится поддерживать более низкую температуру кипения, т. е. затрачивать дополнительную энергию в компрессоре. Поэтому желательно, чтобы перегрев в испарителе был бы как можно меньше.

Перегрев пара во всасывающем трубопроводе ($6'-1$) зависит от длины трубопровода и обычно составляет 5—10 °С.

Общий перегрев на всасывании ($6-1$), обеспечивающий работу сухим ходом (исключающий попадание капель жидкости в компрессор), должен быть не менее 10 °С. Перегрев пара несколько увеличивает его удельный объем ($v_1 > v_6$), что снижает холодопроизводительность компрессора. Кроме того, перегрев пара на всасывании (t_1-t_6) примерно на столько же увеличивает температуру в конце сжатия (t_2-t_2'). Поэтому для хладагентов с высокой температурой в конце сжатия (например, аммиак) перегрев на всасывании более 15—20 °С не допускается. Для фреоновых машин (R12, R22) выгодно поддерживать более высокий перегрев (30—35 °С), обеспечивающий $t_{вс} = 15 \div 20$ °С. Это связано с тем, что при всасы-

ваний холодного пара в цилиндр на холодных участках цилиндра (вблизи всасывающих клапанов) начинается конденсация пара при давлениях ниже p_k . При обратном ходе поршня, когда давление падает, эта жидкость испаряется, занимая часть полезного объема цилиндра. В результате уменьшается производительность компрессора. При $t_{вс} = 15 \div 20^\circ\text{C}$ конденсации уже не происходит. Такой большой перегрев во фреоновых машинах осуществляют либо в теплообменниках, либо используя холодный пар для охлаждения электродвигателей (в герметичных и бессальниковых компрессорах).

§ 4. ЦИКЛ ФРЕОНОВОЙ МАШИНЫ С ТЕПЛОБМЕННИКОМ

В теплообменнике $ТО$ (рис. 18, *a*) жидкость, поступающая из конденсатора к регулирующему вентилю $PВ$, охлаждается холодным паром, который из испарителя направляется в компрессор. Во фреоновых машинах, как уже было сказано, выгодно не только переохлаждение жидкости перед $PВ$, что увеличивает q_0 , но и подогрев пара на всасывании до $15\text{—}20^\circ\text{C}$, что снижает объемные потери компрессора.

Кроме того, теплообменник позволяет полностью использовать поверхность испарителя, так как при выходе жидкости из испари-

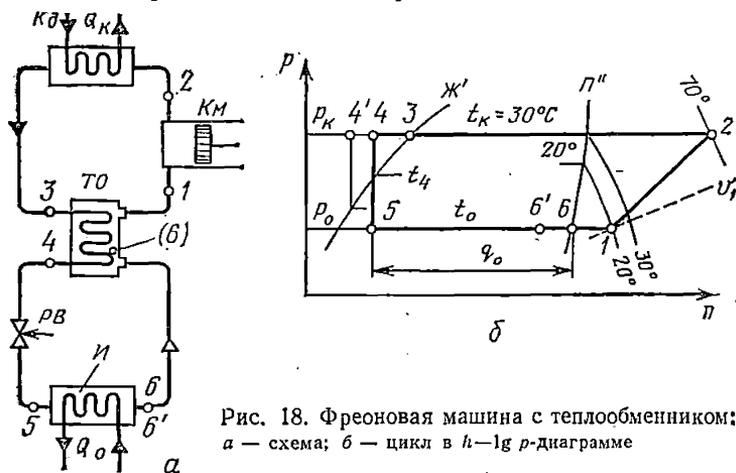


Рис. 18. Фреоновая машина с теплообменником; *a* — схема; *б* — цикл в h - $lg p$ -диаграмме

теля (точка $б'$ на рис. 18, *б*) и кипении ее в начале теплообменника (процесс $б'-б$) дополнительно переохлаждается жидкость высокого давления ($4-4'$).

Рассмотренные преимущества цикла с теплообменником повышают холодопроизводительность фреоновых машин на $15\text{—}20\%$. Кроме того, возможность некоторого переполнения испарителя без опасения гидравлического удара позволяет легко организовать возврат масла из испарителя в компрессор (§ 5 гл. 3).

Для построения цикла с теплообменником в h - p -диаграмме проводим две изобары p_0 и p_k , строим точку 1 на пересечении изобары p_0 и изотермы $t = 20^\circ\text{C}$, проводим адиабату из точки 1 до пере-

сечения изобарой p_k (точка 2). Энтальпию точки 4 находим из теплового баланса теплообменника:

$$h_1 - h_0 = h_3 - h_4.$$

Если масштаб шкалы энтальпий в области жидкости и пара одинаковый, то из точки 3 откладываем отрезок 3—4, равный отрезку 6—1, и далее находим основные параметры цикла. Теплоемкость пара меньше, чем жидкости. Например, для R12 нагрев пара на каждые 5 °С дает переохлаждение жидкости на 3 °С.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. В чем отличие простейшего цикла компрессионной холодильной машины от идеального цикла Карно?
2. Что дает переохлаждение жидкого хладагента перед РВ и перегрев пара на всасывании?
3. При каких условиях выгодно применять регенеративный теплообменник?

Глава 5. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В КОМПРЕССОРЕ

§ 1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Назначение компрессора — отводить пары из испарителя, поддерживая в нем низкое давление p_0 , и сжимать их до давления в конденсаторе p_k , определяемого температурой окружающей среды. В поршневом компрессоре это осуществляется с помощью поршня, совершающего возвратно-поступательное движение в цилиндре (рис. 19, а). Приводом компрессора обычно служит электродвигатель, который вращает коленчатый вал 2. Через шатун 3, соединенный с поршнем 7 поршневым пальцем 5, вращательное движение вала преобразуется в возвратно-поступательное движение поршня. Вал опирается на два подшипника, вмонтированные в картер 1, а место выхода вала из картера имеет сальниковое уплотнение (на схеме не показано). Цилиндр 4 соединен с картером болтами. Герметичность соединения обеспечивается прокладкой. Иногда цилиндр (или блок цилиндров) отливают вместе с картером (блок-картер). Поршневые кольца 6 уменьшают перетечку сжатого пара из цилиндра в картер.

На клапанной доске 13 смонтирован нагнетательный клапан, состоящий из круглой пластины 8, пружины 9 и ограничителя подъема 10. Самопружинящая пластина всасывающего клапана 11, зажата справа, может отгибаться вниз, когда давление в цилиндре меньше давления p_0 .

При движении поршня вниз объем цилиндра увеличивается, и пары из всасывающей полости головки 12 поступают в цилиндр. Дойдя до нижней мертвой точки (НМТ), поршень начинает двигаться вверх, сжимая пары и выталкивая их в нагнетательную полость. В верхней мертвой точке (ВМТ) пары вытесняются из цилиндра, но небольшая часть их остается. Между положением поршня в ВМТ и клапанной доской оставляют линейный зазор А, равный примерно

0,01 диаметра цилиндра. Он служит для того, чтобы компенсировать тепловое расширение шатуна и поршня, неточности изготовления и сборки компрессора, а также позволяет избежать удара поршня по клапанной доске при попадании в цилиндр небольшого количества масла или жидкого хладагента. Кроме того, часть пара остается в отверстии Б под нагнетательным клапаном. Пространство, занимаемое невывесенным паром, называют мертвым объемом V_M .

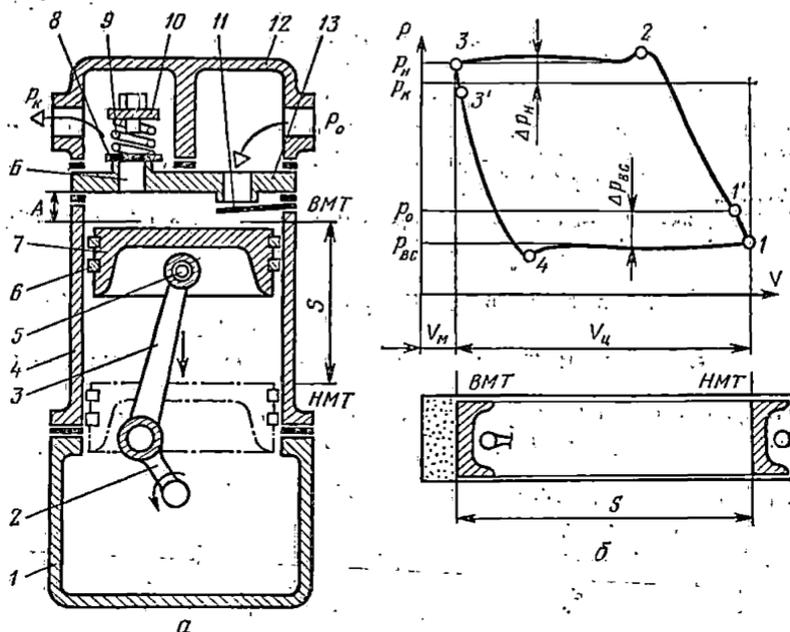


Рис. 19. Принцип работы поршневого компрессора: а — схема компрессора; б — индикаторная диаграмма

Обычно его измеряют в долях от объема цилиндра V_C :

$$c = V_M/V_C.$$

У современных компрессоров мертвый объем $c = 2 \div 5\%$.

Рассмотрим, как изменяется давление в цилиндре компрессора в $p-v$ -диаграмме (индикаторная диаграмма) — на рис. 19, б.

При движении поршня вниз (на диаграмме вправо) пар, оставшийся в мертвом объеме, расширится (процесс 3—4). Когда давление в цилиндре станет немного ниже, чем в испарителе (на величину $\Delta p_{BC} = p_0 - p_{BC}$), под действием этой разности давлений откроется всасывающий клапан (точка 4), и пары начнут заполнять цилиндр (процесс 4—1). При движении поршня вверх (на диаграмме влево) объем цилиндра уменьшается, и давление начинает расти (1—1'). В точке 1' всасывающий пружинящий клапан закроется, так как давление в цилиндре стало примерно равно p_0 . Процесс сжатия продолжается, пока давление в цилиндре не превысит давление в конденсаторе на величину $\Delta p_H \sim 0,01$ МПа. При этом откроется

нагнетательный клапан (точка 2) и начнется выталкивание пара из цилиндра (процесс 2—3). При движении поршня вниз снова начинается расширение пара, оставшегося в мертвом объеме. При давлении, близком к p_k (точка 3'), нагнетательный клапан под действием пружины закрывается, и давление в цилиндре будет падать, пока не откроется всасывающий клапан (точка 4), и цикл снова повторяется.

§ 2. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ И ДЕЙСТВИТЕЛЬНАЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КОМПРЕССОРА

Для оценки работы действительного поршневого компрессора его сравнивают с теоретическим, в котором мертвый объем равен нулю, нет потерь в клапанах, т. е. $p_{вс} = p_0$, а $p_n = p_k$, и сжатие происходит по адиабате.

Теоретическая производительность компрессора V_T определяется произведением суммарного объема цилиндров на частоту вращения вала:

$$V_T = \frac{\pi D^3}{4} S z n,$$

где D — диаметр цилиндра; S — ход поршня; z — число цилиндров; n — частота вращения. Если D и S выразить в м, а n — в с^{-1} , то V_T выразится в $\text{м}^3/\text{с}$.

Действительная производительность компрессора

$$V_D = \lambda V_T,$$

где λ — коэффициент подачи компрессора.

Коэффициент подачи учитывает суммарные объемные потери, связанные с отличием действительного компрессора от теоретического: наличием мертвого объема, дросселированием в клапанах, подогревом всасываемого пара, неплотностью прилегания клапанов и поршневых колец и проч. Обычно коэффициент подачи представляют в виде произведения $\lambda = \lambda_c \lambda_{др} \lambda_w \lambda_{пл} \lambda_n$, где каждый из множителей характеризует влияние перечисленных факторов.

Наличие мертвого объема. Потери из-за расширения пара, оставшегося в мертвом объеме, зависят от величины мертвого объема θ и отношения давления нагнетания p_n к давлению всасывания $p_{вс}$. Поясним это примером. Пусть мертвый объем $\theta = 5\%$, а сжатие пара происходит от 0,1 до 0,5 МПа (давление увеличивается в 5 раз); тогда при обратном ходе поршня давление пара снизится в 5 раз, а объем его в 5 раз увеличится¹, т. е. пар займет не 5, а 25 % объема цилиндра, из которых 5 % приходится на мертвый объем, а 20 % — на объем непосредственно цилиндра. При этом пар, поступающий из испарителя, может заполнить только оставшиеся 80 % объема цилиндра.

Коэффициент подачи

$$\lambda_c \approx 1 - \theta (p_n/p_{вс} - 1) = 1 - 0,05 (0,5/0,1 - 1) = 0,8.$$

¹ Для упрощения считаем, что расширение идет при постоянной температуре, т. е. $p\nu = \text{const}$. В действительности из-за снижения температуры при расширении объем пара несколько уменьшается.

Если бы давление нагнетания стало равным 1 МПа (вместо 0,5), то пар при расширении занял бы не 25, а 50 % объема цилиндра. Максимальное отношение давлений при $c = 5$ % равно 21 (потери составят: $5 \cdot 21 - 5 = 100$ %, т. е. $\lambda_c = 0$).

Дросселирование в клапанах и трубопроводах. Чтобы пар поступал из испарителя в цилиндр компрессора, преодолевая сопротивление в трубопроводах и узких отверстиях клапанов, давление в цилиндре во время всасывания должно быть примерно на 0,01 МПа ниже, чем в испарителе. Для нашего примера $p_{вс} = 0,09$ МПа (вместо 0,1). По той же причине давление нагнетания будет равным 0,51 МПа вместо 0,5 МПа. Таким образом, отношение давлений с учетом дросселирования станет равным $0,51/0,09 = 5,6$, и пар, расширяясь из мертвого объема, займет не 25 %, а $5 \cdot 5,6 = 28$ %, т. е. на 3 % больше. Следовательно, потери объема из-за дросселирования составляют около 3 % ($\lambda_{др} = 0,97$).

При низком давлении всасывания потери, связанные с дросселированием, значительно больше. Так, при давлениях $p_0 = 0,02$ МПа и $p_k = 0,1$ МПа из-за дросселирования на всасывании приходится сжимать пар уже не от 0,02 до 0,1 МПа, а от 0,01 до 0,1 МПа, т. е. увеличивать его давление не в 5, а в 10 раз.

При неправильной сборке компрессора, когда высота подъема пластин всасывающего и нагнетательного клапанов меньше, чем указано на чертежах, а также при недостаточных сечениях трубопроводов, при засорении сетки у всасывающего фильтра компрессора потери из-за дросселирования резко возрастают.

Подогрев пара при всасывании. При подогреве пара во всасывающем трубопроводе и в цилиндре компрессора удельный объем пара возрастает. Поэтому масса пара, всасываемого компрессором, уменьшается. При сжатии пара в 5—7 раз потери из-за подогрева составляют 5—10 %, а у компрессоров со встроенным электродвигателем — порядка 8—15 %. При работе влажным ходом эти потери резко возрастают, так как капельки жидкости, превращаясь при подогреве в пар, увеличиваются в объеме в сотни раз.

Неплотности в клапанах и поршневых кольцах. Потери из-за неплотности прилегания клапанных пластин и перепуска сжатого пара в картер через зазоры в поршневых кольцах составляют примерно 3—4 %, но при плохой притирке клапанных пластин к седлу эти потери резко возрастают. В случае неплотности нагнетательного клапана при обратном ходе поршня пар из нагнетательной полости попадает в цилиндр и, расширяясь, занимает большой объем. При неплотности всасывающего клапана сжатый пар выталкивается обратно во всасывающую полость.

Конденсация пара в цилиндре и прочие потери. К числу прочих потерь относятся такие, которые при известных условиях могут быть полностью устранены. Наиболее существенные из прочих потерь связаны с возможной конденсацией пара в цилиндре в процессе сжатия. При всасывании холодного пара часть цилиндра вблизи всасывающего клапана имеет низкую температуру. Поэтому при сжатии пара до 0,3—0,4 МПа (3—4 кгс/см²) на холодной поверхности

цилиндра начинается конденсация. При обратном ходе капельки холодильного агента выкипают, занимая часть объема цилиндра. Во фреоновых машинах (R12) без теплообменника потери из-за конденсации в цилиндре достигают 15—20 %. Подогрев всасываемого пара до 15—20 °С в теплообменнике или кожухе герметичных компрессоров практически исключает эти потери.

В аммиачных компрессорах температура в конце сжатия более 100 °С. Цилиндры компрессора более горячие, и поэтому конденсации пара не происходит, однако при интенсивном охлаждении ци-

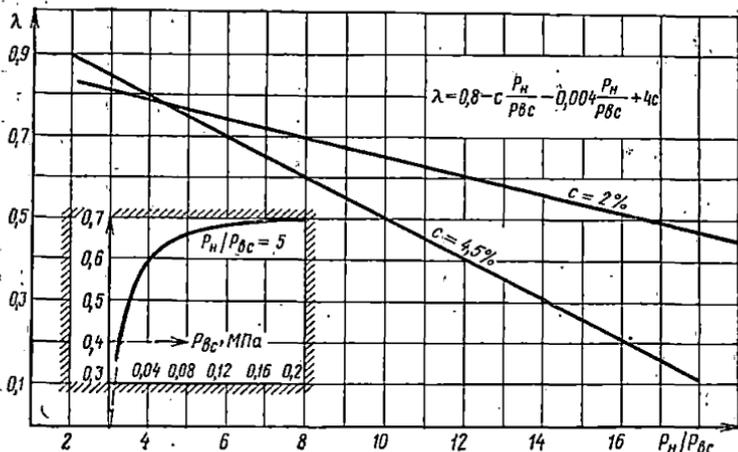


Рис. 20. Зависимость коэффициента подачи λ от отношения давлений p_n/p_{vc} , мертвого объема c

линдра водой конденсация пара в цилиндре возможна. В рубашку цилиндра следует подавать отепленную воду, выходящую из конденсатора.

Значения коэффициентов подачи. При рассмотрении отдельных составляющих коэффициента подачи мы видели, что основные факторы, влияющие на потери производительности, — это величина мертвого объема и отношение давлений p_n/p_{vc} . Зависимость коэффициента подачи λ от этих факторов показана на рис. 20. Для большинства сальниковых компрессоров с $c \approx 4,5\%$ (П110, П220, АУУ90 и др.) при обычном отношении давлений (4—5) коэффициент подачи $\lambda = 0,7 \div 0,75$, а при отношении давлений 10—12 коэффициент подачи снижается до 0,5—0,4, и приходится переходить к двухступенчатому сжатию (см. § 1 гл. 6). Поэтому у компрессоров, предназначенных для получения низких температур при одноступенчатом сжатии, мертвый объем снижают примерно до 2 %.

При давлении всасывания более 0,06 МПа значения коэффициента подачи могут быть с достаточной точностью определены по приведенной на рис. 20 формуле.

При снижении давления всасывания до 0,02 МПа и далее коэффициент подачи из-за дроссельных потерь во всасывающем клапане настолько снижается (левый график на рис. 20), что поршневые

компрессоры становятся неэффективными. При низких давлениях целесообразнее применять ротационные и винтовые компрессоры, не имеющие всасывающих клапанов, или вместо компрессора нижней ступени устанавливать эжектор.

Из менее существенных факторов, влияющих на коэффициент подачи, можно отметить частоту вращения вала компрессора. С увеличением частоты вращения в 1,5 раза коэффициент подачи снижается на 5—7 %.

§ 3. ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КОМПРЕССОРА

Под холодопроизводительностью компрессора Q_0 понимают холодопроизводительность машины, в которой количество циркулирующего хладагента равно массовой производительности компрессора $M_{км}$ (кг/с):

$$Q_0 = M_{км} q_0, \text{ или}$$

$$Q_0 = \frac{\lambda V_T}{v_{вс}} q_0,$$

где q_0 — удельная холодопроизводительность; $v_{вс}$ — удельный объем; V_T — теоретическая производительность компрессора; λ — коэффициент подачи.

Если V_T выразить в м³/с, q_0 — в кДж/кг и $v_{вс}$ — в м³/кг, то Q_0 выразится в кВт.

Холодопроизводительность компрессора Q_0 с теоретической производительностью V_T определяется выбранным циклом и зависит от температур кипения t_0 , конденсации t_k и температуры перед регулирующим вентилем t_u .

С понижением температуры кипения (и соответственно давления в испарителе) холодопроизводительность компрессора резко падает. Это вызвано тем, что при низких давлениях сильно возрастает удельный объем, т. е. уменьшается масса хладагента всасываемого пара. Кроме того, увеличивается отношение давлений p_k/p_0 и падает коэффициент подачи λ (см. рис. 20). Значение q_0 также несколько уменьшается. С повышением давления конденсации снижается холодопроизводительность компрессора, так как с ростом p_k/p_0 уменьшается λ . Снижение температуры перед регулирующим вентилем увеличивает q_0 (см. § 3 гл. 4), а следовательно, и холодопроизводительность компрессора.

Зависимость Q_0 от t_0 и t_k обычно представляют в виде графика (рис. 21). Переохлаждение принимают равным 5 °С. Аналогичные

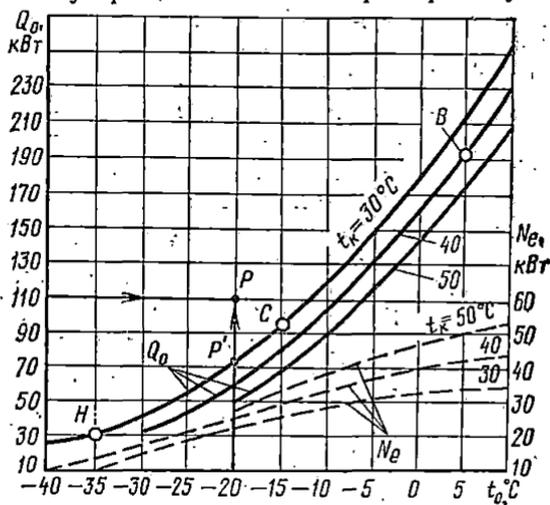


Рис. 21. Зависимость холодопроизводительности и эффективной мощности компрессора П80 (с R22) от t_0 и t_k . Точки В, С и Н соответствуют стандартным режимам: высокотемпературному, среднетемпературному и низкотемпературному (переохлаждение жидкости $t_k - t_u = 5$ °С)

Режим	Хладагент	Температура, °С			
		t_0	t_k	$t_{вс}$	t_u
Высокотемпературный	R12, R22	5	40	20	35
	R12B1	5	60	20	55
Среднетемпературный	R12, R22	-15	30	20	25
	Аммиак	-15	30	-10	25
Низкотемпературный	R502, R22	-35	30	20	25
	R13	-80	-30	0	-35

графики имеются в заводских инструкциях и справочной литературе. Для сравнения компрессоров по холодопроизводительности принято указывать значения Q_0 для определенных стандартных температурных режимов (табл. 9).

Холодопроизводительность в 1 тыс. ккал/ч (1000 ккал/ч = = 1,16 кВт) при стандартном среднетемпературном режиме обычно указывают цифрой в марке компрессора. Так, у компрессора П80 при $t_0 = -15^\circ\text{C}$ и $t_k = 30^\circ\text{C}$ $Q_0 = 80$ тыс. ккал/ч = 92 кВт (точка С на рис. 21).

Для подбора компрессора надо знать требуемую холодопроизводительность Q_0 , равную сумме теплопритоков $\sum Q$, и рабочие значения температур t_0 и t_k .

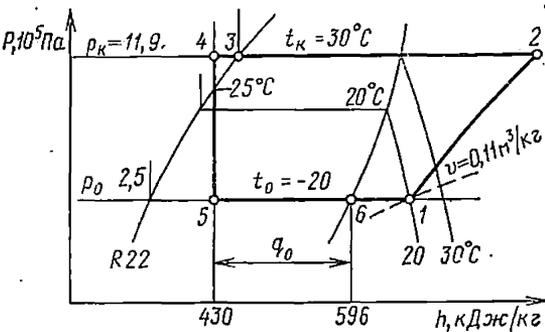


Рис. 22. К примеру подбора компрессора

П80 при $t_0 = -20^\circ\text{C}$ и $t_k = 30^\circ\text{C}$ составляет 72 кВт (точка P'). Принимаем, что установка включает два компрессора П80. Тогда $Q_0 = 72 \cdot 2 = 144$ кВт, что примерно на 25 % больше требуемой холодопроизводительности. Суммарная холодопроизводительность компрессоров должна на 20–40 % превышать требуемую.

Пример 2. Для данных примера 1 подобрать компрессор по теоретической производительности.

Решение. Строим цикл машины (рис. 22) для режима $t_0 = -20^\circ\text{C}$, $t_k = 30^\circ\text{C}$, $t_u = 25^\circ\text{C}$ в диаграмме $h-p$ для R22 (см. гл. 4, § 2 и 3) и определяем удельную холодопроизводительность q_0 и удельный объем пара v_1 :

$$q_0 = h_6 - h_5 = 596 - 430 = 166 \text{ кДж/кг};$$

$$v_1 = 0,11 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Требуемое количество циркулирующего хладагента, необходимое для отвода $\sum Q = 110$ кВт:

$$M = \sum Q / q_0 = 110 / 166 = 0,66 \text{ кг/с}.$$

Требуемую теоретическую объемную производительность компрессора V определяем по формуле § 2 гл. 4.

$$V = Mv_1/\lambda = 0,66 \cdot 0,11/0,75 = 0,096 \text{ (м}^3/\text{с)},$$

где $\lambda = 0,75$ для отношения давлений $p_H/p_0 = 11,9/2,5 = 4,8$ найдено из графика (см. рис. 20).

Выбираем два компрессора П80 с теоретической производительностью $V_T = 0,058 \text{ м}^3/\text{с}$ каждый (см. таблицы в гл. 7), т. е. $\sum V_T = 2 \cdot 0,058 = 0,116 \text{ м}^3/\text{с}$.

Суммарная теоретическая производительность выбранных компрессоров на 17% больше требуемой.

При расчете по графику (пример 1) запас составил 25%. Графиком можно пользоваться только для предварительных ориентировочных расчетов. Второй способ предпочтительнее.

§ 4. ПОТРЕБЛЯЕМАЯ МОЩНОСТЬ

При расчете компрессора определяют вначале мощность, необходимую для сжатия M_{KM} в теоретическом цикле см. § 2 гл. 4.

Теоретическая мощность

$$N_T = M_{KM} l_T,$$

где l_T — работа сжатия 1 кг хладагента по адиабате $l_T = h_2 - h_1$ (см. рис. 16).

Действительная мощность, затрачиваемая на сжатие пара, называемая *индикаторной мощностью*

$$N_i = N_T/\eta_i,$$

где η_i — индикаторный коэффициент.

Индикаторный коэффициент учитывает энергетические потери из-за отклонения действительного цикла от теоретического (дрессельные потери, отклонения от адиабатического процесса сжатия и расширения, влияние объемных потерь). Эти потери определяются по индикаторной диаграмме (площадь диаграммы определяет удельную затрату работы), поэтому и мощность называется индикаторной. Для аммиачных компрессоров $\eta_i \cong 0,75$, для фреоновых $\eta_i \cong 0,72$.

Мощность на валу компрессора (эффективная)

$$N_e = N_i/\eta_{\text{мех}}, \text{ или}$$

$$N_e = N_i + N_{\text{мех}},$$

где $\eta_{\text{мех}}$ — механический КПД компрессора, учитывающий потери на трение.

Мощность трения $N_{\text{мех}}$ примерно равна мощности холостого хода $N_{x,x}$ (при работе компрессора без клапанов). Значение $\eta_{\text{мех}}$ зависит от отношения давлений: при $p_H/p_{\text{вс}} = 5 \div 7$ $\eta_{\text{мех}} \cong 0,9$; при $p_H/p_{\text{вс}} = 11 \div 13$ $\eta_{\text{мех}} \cong 0,8$.

Значение эффективной мощности зависит от режима работы компрессора, определяемого t_0 и t_R . Экспериментальные значения ее приводятся в виде графиков (см. рис. 21).

Чтобы перейти от мощности на валу компрессора N_e к мощности, потребляемой электродвигателем из сети $N_э$ (электрической), необходимо учесть КПД электродвигателя:

$$N_э = N_e/\eta_{эл}.$$

Для малых компрессоров $\eta_{эл} = 0,85 \div 0,9$; для крупных $\eta_{эл} = 0,9 \div 0,94$.

При сопоставлении различных компрессоров с внешним приводом используют эффективный холодильный коэффициент

$$\epsilon_e = Q_0/N_e.$$

Для герметичных и бессальниковых компрессоров применяют электрический холодильный коэффициент

$$\epsilon_э = Q_0/N_э.$$

Значения ϵ_e и $\epsilon_э$ зависят не только от конструкции машины, но и от режима ее работы.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Нарисуйте индикаторную диаграмму (на память), поставьте точки открытия и закрытия всасывающего и нагнетательного клапанов. Сверьте свою диаграмму с рис. 19.
2. Чем объяснить объемные потери компрессора, вызванные наличием мертвого объема, и как они зависят от отношения $p_H/p_{вс}$?
3. Почему всасывание холодного пара снижает производительность компрессора?
4. Как подсчитать холодопроизводительность компрессора Q_0 ?
5. Как влияет режим работы (t_0 , t_K , t_u) на холодопроизводительность компрессора?
6. Как подобрать компрессор, чтобы он обеспечил заданную холодопроизводительность (назовите два метода)?

Глава 6. СХЕМЫ ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ И КАСКАДНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

§ 1. НЕОБХОДИМОСТЬ ПЕРЕХОДА К ДВУХСТУПЕНЧАТОМУ СЖАТИЮ

Для получения низких температур в охлаждаемых объектах необходимы низкие температуры кипения t_0 , т. е. в испарителе приходится поддерживать низкое давление p_0 . Это приводит к увеличению отношения давлений p_H/p_0 , с которым связаны два нежелательных явления: 1) увеличение температуры нагнетания t_H и 2) снижение производительности компрессора.

Температура нагнетания. Для современных быстроходных компрессоров и соответствующих масел максимально допустимая температура в конце сжатия 150°C . Для аммиачных компрессоров при $t_K = 40^\circ\text{C}$ и перегреве на всасывании 10°C температура кипения t_0 не должна быть ниже -20°C . При более низких t_0 значение t_H выше допустимого и приходится применять двухступенчатое сжатие: компрессор низкой ступени отсасывает пар из испарителя и сжимает его до промежуточного давления $p_{пр}$, при котором пар охлаждается водой или кипящим аммиаком. Затем пар повторно сжимается компрессором второй (верхней) ступени до давления в конденсаторе. При охлаждении водой (примерно до 30°C — «неполное промежуточное охлаждение») можно снизить t_0 примерно до -40°C . Поддержание более низких температур кипения требует уже «полного промежуточного охлаждения», т. е. охлаждения аммиаком, кипящим при давлении $p_{пр}$.

У хладагентов R22, R502 температуры нагнетания значительно ниже, чем у аммиака; поэтому граница одноступенчатого сжатия снижается примерно с -20 до -40 °С, а для хладона-12 — до -60 °С. Для фреоновых машин более существенной причиной, ограничивающей область применения одноступенчатого сжатия, является второй фактор — снижение производительности компрессоров, что вызывает необходимость увеличения их числа.

Требуемая объемная производительность компрессоров. Снижение производительности компрессора при больших отношениях давлений $p_{\text{н}}/p_0$, как было показано в гл. 5, связано с наличием мертвого пространства. Снижение коэффициентов с 0,7 до 0,3—0,4 вдвое увеличивает требуемую производительность компрессоров. При двухступенчатом сжатии из-за уменьшения отношения давлений в каждой ступени коэффициенты подачи оказываются значительно выше, чем в одноступенчатом компрессоре. В случае достаточно низких значений суммарная объемная производительность при двухступенчатом сжатии оказывается меньше, чем производительность одноступенчатого компрессора.

Если объемная производительность одноступенчатого компрессора более чем на 10% превышает суммарную производительность компрессоров при двухступенчатом сжатии, то, несмотря на простоту схемы одноступенчатого сжатия, применять ее становится экономически нецелесообразным (возрастает стоимость компрессоров, их обслуживания и ремонта; расход электроэнергии и др.). Для аммиака эта экономическая граница лежит примерно при $t_0 = -20$ °С; для R22 при -30 °С.

При промежуточном охлаждении водой уменьшаются по сравнению с одноступенчатым компрессором работа сжатия и расход электроэнергии, но увеличивается расход воды. В зависимости от соотношения стоимости электроэнергии и воды в отдельных районах вопрос о нижней границе одноступенчатого сжатия решается технико-экономическим расчетом, определяющим суммарные затраты на получение холода.

§ 2. СХЕМА ДВУХСТУПЕНЧАТОГО СЖАТИЯ С НЕПОЛНЫМ ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Рассмотрим наиболее простой цикл двухступенчатого сжатия — с неполным промежуточным охлаждением. Схема машины ясна из рис. 23, а. Пары, сжатые в компрессоре первой ступени $K_{\text{м}1}$ до промежуточного давления $p_{\text{пр}}$, охлаждаются водой в промежуточном холодильнике ПХ примерно до 30 °С, а затем дожимаются компрессором второй ступени $K_{\text{м}2}$ до давления в конденсаторе. Массовый расход компрессора $K_{\text{м}1}$ равен массовому расходу компрессора $K_{\text{м}2}$, т. е. $M_2 = M_1$, однако объем компрессора $K_{\text{м}2}$ в 4—5 раз меньше, чем $K_{\text{м}1}$, так как после сжатия в первой ступени удельный объем пара, всасываемого во вторую ступень, v_3 меньше, чем v_1 .

Для построения цикла (при заданных значениях t_0 и $t_{\text{н}}$) сначала определяют промежуточное давление $p_{\text{пр}}$ так, чтобы

степень сжатия в первой и второй ступенях была одинаковой:

$$p_{\text{пр}}/p_0 = p_k/p_{\text{пр}}, \text{ или } p_{\text{пр}} = \sqrt{p_k p_0}.$$

На диаграмме (рис. 23, б) проводят три изобары (p_0 , $p_{\text{пр}}$, p_k) и, задавшись перегревом на всасывании (для аммиака 10°C) и переохлаждением жидкости после конденсатора 5°C , строят точки 1 и 6. Процессы сжатия 1—2 и 3—4 считают адиабатическими. Переохлаждение после сжатия в первой ступени (процесс 2—3) идет до $t_3 = 30^\circ\text{C}$.

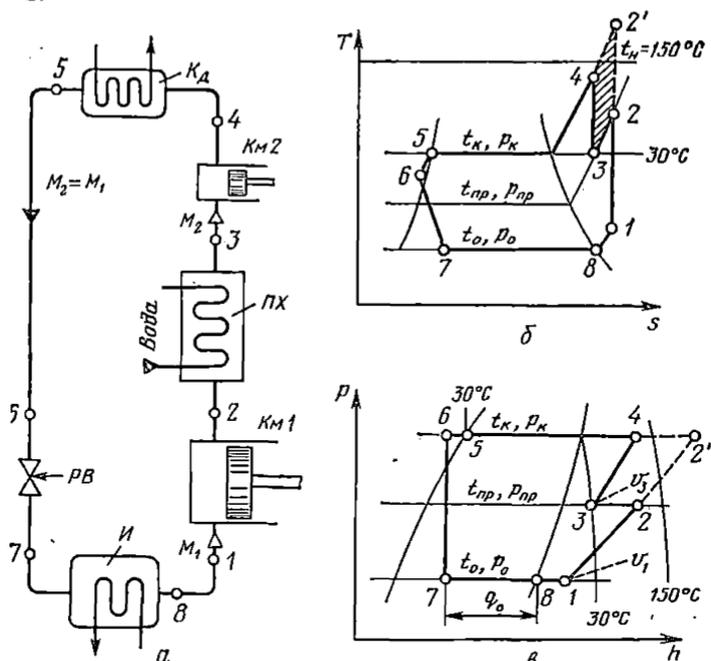


Рис. 23. Двухступенчатое сжатие с неполным промежуточным охлаждением: а — схема; б — цикл в s - T -диаграмме; в — цикл в h - $\lg p$ -диаграмме

Из диаграммы s - T видно, что если бы мы применяли одноступенчатое сжатие (1—2'), то температура нагнетания t_2 была бы выше 150°C , что недопустимо. Кроме того, увеличилась бы затрата работы на сжатие 1 кг пара (на площадь заштрихованного четырехугольника 2—2'—4—3).

Практический расчет цикла удобнее вести в диаграмме h - p (рис. 23, в). Для отвода теплоты $\sum Q$ массовый расход компрессора $KМ1$ должен быть равным

$$M_1 = \sum Q/q_0 = \sum Q/(h_8 - h_7).$$

Массовый расход второй ступени $M_2 = M_1$.

Требуемая теоретическая производительность компрессоров:

первой ступени

$$V_1 = M_1 v_1 / \lambda_1;$$

второй ступени

$$V_2 = M_2 v_3 / \lambda_2,$$

где удельные объемы всасывания в точках 1 и 3 находят по диаграмме, а коэффициенты подачи для каждой ступени λ_1 и λ_2 — по графику на рис. 20 (для $c = 4,5\%$).

Работа сжатия в первой ступени

$$l_1 = h_2 - h_1.$$

Работа сжатия во второй ступени

$$l_2 = h_4 - h_3.$$

Холодильный коэффициент теоретического цикла

$$\varepsilon_T = q_0 (l_1 + l_2).$$

Если при равных отношениях давлений в каждой ступени температура нагнетания оказывается выше допустимой, можно вести расчет на более высокие значения $p_{пр}$, допуская $p_{пр}/p_0$ до 7—8 при более низких значениях отношения $p_к/p_{пр}$. Холодильный коэффициент при этом увеличивается не более чем на 5 %, но сохраняется простая схема с промежуточным охлаждением водой.

§ 3. СХЕМЫ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО СЖАТИЯ С ПОЛНЫМ ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

В схеме с полным промежуточным охлаждением (рис. 24, а) пар после сжатия в компрессоре первой ступени с температурой нагнетания t_2 (или t_2' , если он охлаждается водой в промежуточном холодильнике ПХ) поступает в промежуточный сосуд ПС. Часть жидкости высокого давления дросселируется в вентиле 1РВ до промежуточного давления $p_{пр}$ (процесс 5—6) и, продолжая выкипать в промежуточном сосуде (6—10), охлаждает горячие пары, пробулькивающие через жидкость, до температуры $t_{пр}$ (процесс 2—10), и жидкость высокого давления, проходящую по змеевику (процесс 5—7). Охлажденная жидкость дросселируется в вентиле 2РВ до p_0 и, продолжая кипеть в испарителе, отводит теплоту Q_0 . Пары в количестве M_1 (в кг/с) отводятся компрессором КМ1.

Массовый расход компрессора второй ступени M_2 больше, чем M_1 (примерно на 25—30 %), так как кроме пара в количестве M_1 в него поступает пар, образуемый при кипении жидкости в промежуточном сосуде.

При построении цикла в диаграмме (рис. 24, б) следует учесть, что температура охлаждения жидкости в змеевике промежуточного сосуда ПС (точка 7) на 3—5 °С выше температуры кипения $t_{пр}$. Перегрев пара во всасывающих трубопроводах (9—1 и 10—3) можно принять равным 5—10 °С.

Для расчета цикла необходимо определить требуемые массовые расходы первой и второй ступени (M_1 и M_2).

Массовый расход первой ступени (в кг/с)

$$M_1 = \sum Q/q_0,$$

где $\sum Q$ — требуемая холодопроизводительность, кВт; $q_0 = h_0 - h_3$ — удельная холодопроизводительность, кДж/кг.

Массовый расход компрессора второй ступени M_2 можно найти из уравнения теплового баланса промежуточного сосуда:

$$M_1 h_2 + (M_2 - M_1) h_6 + M_1 h_5 = M_2 h_{10} + M_1 h_7.$$

Откуда с учетом того, что $h_5 = h_6$, получим формулу¹

$$M_2 = M_1 (h_2 - h_7) / (h_{10} - h_6). \quad (*)$$

При дополнительном охлаждении водой (включен ПХ) энтальпию h_2 надо заменить на $h_{2'}$.

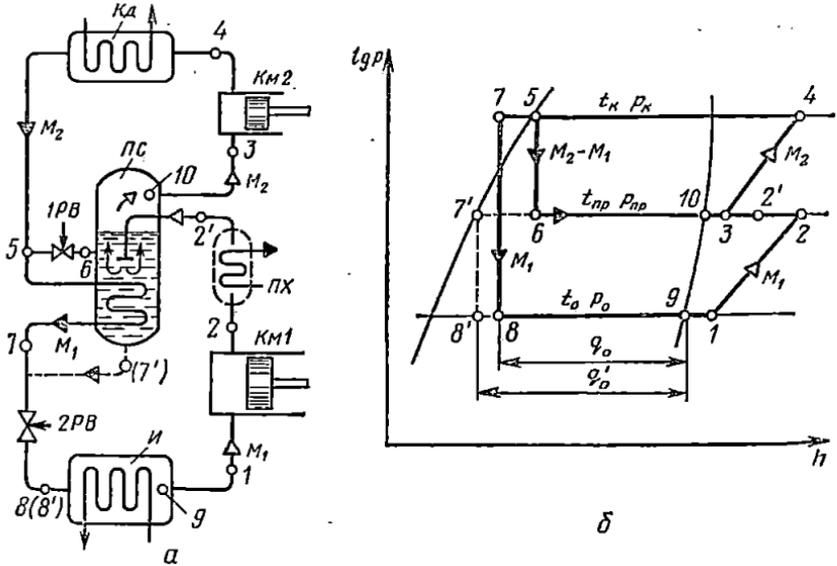


Рис. 24. Двухступенчатое сжатие с полным промежуточным охлаждением: а — схема; б — цикл в h - $\lg p$ -диаграмме

Требуемая теоретическая производительность компрессоров первой ступени

$$V_1 = M_1 v_1 / \lambda_1;$$

второй ступени

$$V_2 = M_2 v_3 / \lambda_2$$

определяется как в схеме с неполным промежуточным охлаждением (см. § 2, гл. 6), однако здесь $M_2 \neq M_1$.

Компрессоры подбирают так, чтобы их теоретическая производительность V_{T1} и V_{T2} была на 20—40 % больше требуемой (V_1 и V_2).

Фактический массовый расход для выбранных компрессоров:

$$M_{KM1} = \lambda_1 V_{T1} / v_1;$$

$$M_{KM2} = \lambda_2 V_{T2} / v_3.$$

* Для упрощения запоминания этой важной формулы удобно рассматривать числитель $(h_2 - h_7)$ как теплоту конденсации нижней ступени q_{K1} , а знаменатель $(h_{10} - h_6)$ как холодопроизводительность второй ступени q_{02} . Значение $q_{K1} / q_{02} \approx 1,3$.

Холодопроизводительность двухступенчатой машины

$$Q_0 = M_{KM1} q_0.$$

Теоретическая мощность компрессоров:

$$N_{T1} = M_{KM1} l_1 = M_{KM1} (h_2 - h_1),$$

$$N_{T2} = M_{KM2} l_2 = M_{KM2} (h_4 - h_3).$$

Индикаторная мощность компрессоров:

$$N_{i1} = N_{T1} / \eta_i; \quad N_{i2} = N_{T2} / \eta_i.$$

Электрическая мощность (потребляемая из сети)

$$N_{\Sigma 1} = N_{T1} / \eta_i \eta_{\text{мех}} \eta_{\Sigma 1}; \quad N_{\Sigma 2} = N_{T2} / \eta_i \eta_{\text{мех}} \eta_{\Sigma 2},$$

где η_i , $\eta_{\text{мех}}$, η_{Σ} — коэффициенты, учитывающие потерю мощности в компрессоре. Значения их приведены в гл. 5, § 4.

Тепловая нагрузка на конденсатор в теоретическом цикле

$$Q_K = M_{KM2} q_K = M_{KM2} (h_4 - h_5).$$

Действительная нагрузка на конденсатор с учетом увеличения мощности компрессоров из-за отклонения действительного цикла от теоретического

$$Q_{K(\text{Д})} = Q_0 + N_{i1} + N_{i2} - Q_{\text{ПХ}},$$

где Q_0 — холодопроизводительность компрессора $KM1$, а $Q_{\text{ПХ}}$ — теплота, отводимая водой в промежуточном холодильнике ПХ:

$$Q_{\text{ПХ}} = M_{KM1} (h_2 - h_{2'}).$$

Иногда применяют цикл двухступенчатого сжатия с двойным дросселированием (см. пунктир на рис. 24, а). Из точки 5 жидкость поступает не в змеевик, а вся дросселируется в вентиле 1РВ. Часть жидкости M_1 , которая не испарилась в промежуточном сосуде (точка 7'), дросселируется в вентиле 2РВ (процесс 7'—8') до p_0 . На диаграмме (см. рис. 24, б) процессы 5—7 и 7—8 заменены пунктиром. При дросселировании с более низкого давления и более переохлажденной жидкости (процесс 7'—8') q_0 увеличивается до q'_0 , однако при этом от промежуточного сосуда к вентилю 2РВ поступает насыщенная, а не переохлажденная жидкость. Из-за потерь давления в трубопроводе и подогрева часть жидкости выкипает, в результате чего увеличивается объем смеси и нарушается нормальная работа вентиля 2РВ. Поэтому схема с переохлаждением жидкости высокого давления в змеевике ПС предпочтительнее.

§ 4. СХЕМА ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ УСТАНОВКИ НА ТРИ ТЕМПЕРАТУРЫ КИПЕНИЯ С ФИКСИРОВАННЫМ ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ДАВЛЕНИЕМ

На крупных холодильниках, где есть группы камер, в которых поддерживается температура 0—4 °С (для хранения охлажденных продуктов), —20 °С (для хранения мороженных грузов), и морозильные камеры (температура замораживания —30 °С), широко применяют схему с тремя температурами кипения (рис. 25). Давления в циркуляционных ресиверах 1ЦР—3ЦР, соответствующие температурам кипения —40, —30 и —10 °С, поддерживаются компрес-

сорами K_{M40} , K_{M30} и K_{M10} (K_{MII}). Жидкий аммиак из циркуляционных ресиверов насосами 1Н—3Н подается с избытком в испарители 1И—3И, расположенные в соответствующих камерах. Неиспарившийся аммиак сливается обратно в ресиверы, а пары отсасываются компрессорами. Компрессор второй ступени K_{MII} отсасывает одновременно из 3ЦР и ПС, поэтому давление в промежуточном сосуде

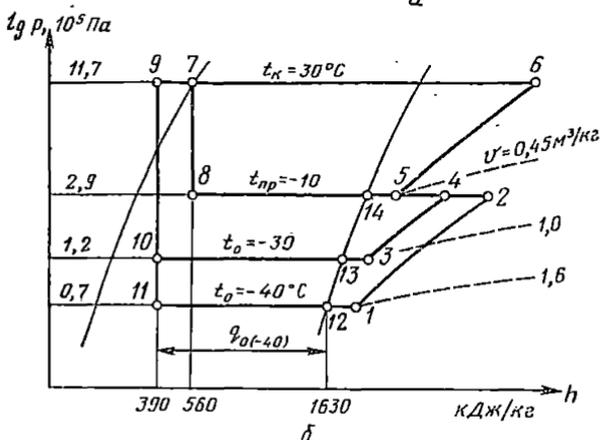
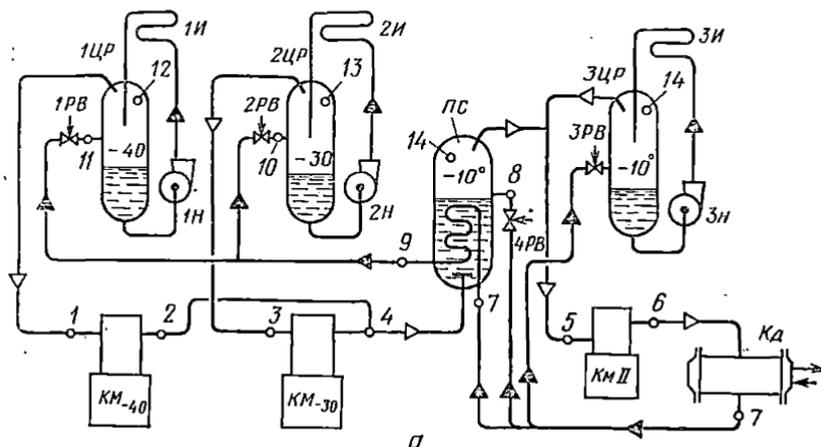


Рис. 25. Установка двухступенчатого сжатия с тремя температурами кипения:

а — схема; б — цикл в диаграмме h - $\lg p$

ПС такое же, как в ресивере 3ЦР, т. е. соответствует температуре кипения -10°C . Такое решение упрощает схему. Если применить отдельные схемы (две двухступенчатые, работающие на -30 и -40°C , и одноступенчатую — на -10°C), то потребовались бы еще один промежуточный сосуд и два компрессора второй ступени. Постоянное промежуточное давление в схеме, работающей на три температуры кипения, приводит к тому, что степень сжатия в ступенях становится неодинаковой: для $t_0 = -30^\circ\text{C}$ отношение давлений $p_{\text{пр}}/p_0 = 2,9/1,2 = 2,4$, а для $t_0 = -40^\circ\text{C}$ составляет $2,9/0,7 \approx 4$. Это отклонение от оптимального значения $p_{\text{пр}} = \sqrt{p_k p_0}$ снижает эффективность установки всего на 3—4 %, однако вследствие низ-

№ точки	$10^5 p, \text{Па}$	$t, \text{°C}$	$h, \text{кДж/кг}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	№ точки	$10^5 p, \text{Па}$	$t, \text{°C}$	$h, \text{кДж/кг}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$
1	0,7	-30	1650	1,6	8	2,9	-10	560	—
2	2,9	70	1850	—	9	11,7	-6	390	—
3	1,2	-20	1660	1	10	1,2	-30	390	—
4	2,9	35	1775	—	11	0,7	-40	390	—
5	2,9	0	1700	0,45	12	0,7	-40	1630	—
6	11,7	110	1920	—	13	1,2	-30	1640	—
7	11,7	30	560	—	14	2,9	-10	1670	—

кой температуры нагнетания ($t_4 = 35 \text{ °C}$) в схеме можно обойтись без промежуточного водяного холодильника. Благодаря своей простоте эта схема и нашла широкое применение.

Для расчета схемы строим цикл в $h - \lg p$ -диаграмме (рис. 25, б) и составляем таблицу необходимых для расчета параметров (табл. 10).

Рассмотрим расчет схемы на конкретном примере.

Дана суммарная тепловая нагрузка по каждой группе камер:

$$\sum Q_{-40} = 60 \text{ кВт} \text{ — для морозилки;}$$

$$\sum Q_{-30} = 80 \text{ кВт} \text{ — для камер мороженных грузов и универсальных (-20/0 °C);}$$

$$\sum Q_{-10} = 20 \text{ кВт} \text{ — для камер охлажденных грузов, разгрузочных и др.}$$

Требуется определить суммарную теоретическую производительность компрессоров:

$$\sum V_{T-40} \text{ — первой ступени, } t_0 = -40 \text{ °C;}$$

$$\sum V_{T-30} \text{ — первой ступени, } t_0 = -30 \text{ °C;}$$

$$\sum V_{TII} \text{ — второй ступени, } t_0 = -10 \text{ °C.}$$

Количество циркулирующего хладагента, которое надо отводить из циркуляционных ресиверов $1ЦР-3ЦР$, находим по формулам:

$$M = \sum Q/q_0;$$

$$M_{-40} = \sum Q_{-40}/(h_{12} - h_{11}) = 60/(1630 - 390) = 0,049 \text{ кг/с;}$$

$$M_{-30} = \sum Q_{-30}/(h_{13} - h_{10}) = 80/(1640 - 390) = 0,064 \text{ кг/с;}$$

$$M_{-10} = \sum Q_{-10}/(h_{14} - h_8) = 20/(1670 - 560) = 0,018 \text{ кг/с.}$$

Требуемый суммарный массовый расход компрессора второй ступени

$$\sum M_{II} = M_{-40} \frac{h_2 - h_9}{h_{14} - h_8} + M_{-30} \frac{h_4 - h_6}{h_{14} - h_8} + M_{-10},$$

где первые два слагаемых определены по формуле (*) § 3 главы 6.

$$\sum M_{II} = 0,049 \frac{1850 - 390}{1670 - 560} + 0,064 \frac{1775 - 390}{1670 - 560} + 0,018 = 0,162 \text{ кг/с.}$$

Для определения требуемой теоретической производительности компрессоров найдем коэффициенты подачи каждой ступени (по графику на рис. 20 при $s = 4,5 \%$):

для $t_0 = -40^\circ\text{C}$ $p_{\text{пр}}/p_0 = 2,9/0,7 = 4$ и $\lambda_{-40} = 0,7$; $t_0 = -30^\circ\text{C}$
 $p_{\text{пр}}/p_0 = 2,9/1,2 = 2,4$ и $\lambda_{-30} = 0,8$;

для II ступени $p_{\text{к}}/p_{\text{пр}} = 11,7/2,9 = 4$ и $\lambda_{\text{II}} = 0,75$.

Требуемая теоретическая производительность компрессоров (см. § 3 гл. 6):

$$\sum V_{-40} = M_{-40} v_1 / \lambda_{-40} = 0,049 \cdot 1,6 / 0,7 = 0,112 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$\sum V_{-30} = M_{-30} v_2 / \lambda_{-30} = 0,064 \cdot 1 / 0,8 = 0,08 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$\sum V_{\text{II}} = M_{\text{II}} v_3 / \lambda_{\text{II}} = 0,162 \cdot 0,45 / 0,75 = 0,097 \text{ м}^3/\text{с}.$$

При подборе компрессоров следует выбирать компрессоры одной серии (унифицированные) и не менее двух компрессоров на каждую ступень. Для нашего примера можно взять на каждую ступень по два компрессора А110 с теоретической производительностью $\sum V_{\text{т}} = 2 \cdot 0,083 \text{ м}^3/\text{с}$ или по три компрессора ПБ80 ($\sum V_{\text{т}} = 3 \cdot 0,058 \text{ м}^3/\text{с}$) (см. табл. 14 и 15, гл. 7).

Мощность компрессоров и нагрузку на конденсатор рассчитывают по формулам § 3 главы 6.

§ 5. СХЕМА КАСКАДНОЙ МАШИНЫ

Для уменьшения требуемого объема компрессоров при низких температурах кипения целесообразно применять хладагенты высоких давлений (R13, R503, R14 и др.). Однако при охлаждении водой температура конденсации у них очень высокая. Поэтому конденсатор приходится охлаждать другой холодильной машиной, работающей в среднем диапазоне температур. Машину, состоящую из двух и более отдельных машин с разными хладагентами, называют каскадной.

Простейшая каскадная машина (рис. 26) состоит из двух одноступенчатых машин, называемых нижним и верхним каскадом (индексы «н» и «в»). Конденсатор нижнего каскада и испаритель верхнего каскада объединены в один аппарат — конденсатор-испаритель КДИ. Верхний каскад, работающий на R22, — обычная фреоновая машина с теплообменником (см. § 3 и 4 гл. 4). Нижний каскад (на хладоне-13) имеет некоторые особенности: вместо парожидкостного теплообменника $ТО_{\text{в}}$ здесь применен газовый теплообменник $ТО_{\text{н}}$. Пары, направляемые из испарителя к компрессору $К_{\text{мн}}$, подогреваются в нем горячими парами, поступающими после сжатия в конденсатор КДИ. Подогрев пара на всасывании до $10\text{--}20^\circ\text{C}$ (см. процессы $b_{\text{н}}\text{--}1_{\text{н}}$ на рис. 26, в), как было показано в главе 4, уменьшает потери в компрессоре из-за возможной конденсации пара в цилиндре в процессе сжатия, а охлаждение сжатого пара (процесс $2_{\text{н}}\text{--}3_{\text{н}}$) уменьшает тепловую нагрузку конденсатора-испарителя, т. е. снижает требуемую холодопроизводительность верхнего каскада $Q_{\text{ов}}$.

Температура конденсации нижнего каскада $t_{\text{кн}}$ на $5\text{--}10^\circ\text{C}$ выше температуры кипения верхнего каскада $t_{\text{он}}$. Так, при $t_{\text{он}} = -30 \div -25^\circ\text{C}$ температура конденсации R13 около -20°C , а давление примерно 1,2 МПа. При длительной остановке машины температура

КДИ возрастает до 20—25 °С и давление R13 поднимается до 3—3,5 МПа, что превышает допустимые значения. Поэтому в нижнем каскаде предусмотрена расширительная емкость PE, подключенная через дроссель Др к системе. Объем ее выбран так, чтобы при испарении всего хладона-13 давление в системе не превысило 1,6 МПа (16 кгс/см²). Для этого также стремятся по возможности уменьшить внутреннюю вместимость системы, работающей на R13. На случай переполнения системы хладон-13 и повышения давления сверх допустимого аппараты должны иметь предохранительные клапаны.

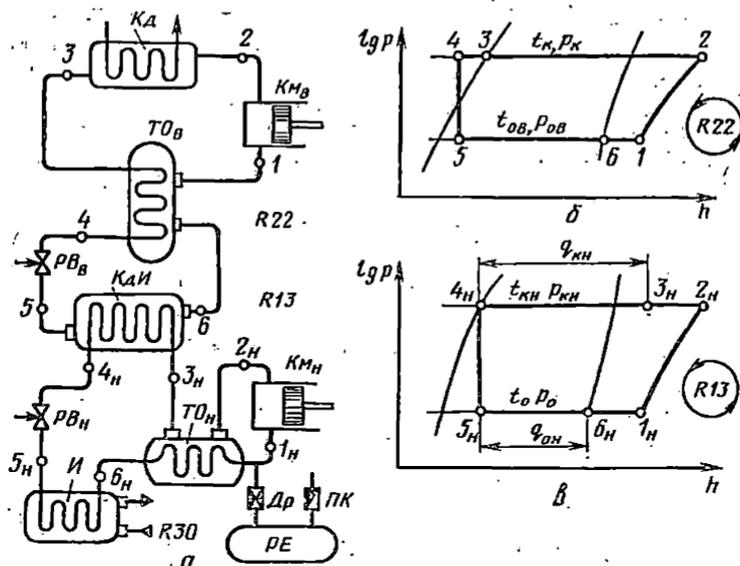


Рис. 26. Фреоновая каскадная машина на R13 и R22:

а — схема; б — цикл верхнего каскада (R22); в — цикл нижнего каскада (R13).

При расчете каскадной машины, если заданы значение Q_0 , t_0 и t_k , выбирают хладагент нижней ветви каскада, так чтобы давление в испарителе p_0 составило 0,1—0,2 МПа, а давление в конденсаторе (КДИ) — 1—1,2 МПа. При построении цикла в $h - \lg p$ -диаграмме принимаем: $t_{1Н} = 20^\circ\text{C}$ и $h_{1Н} - h_{6Н} = h_{2Н} - h_{3Н}$ (из теплового баланса газового теплообменника).

Определяем

$$q_{обН} = h_{6Н} - h_{5Н} \quad \text{и} \quad q_{кНН} = h_{3Н} - h_{4Н}$$

Количество хладагента, циркулирующего в нижнем каскаде, $M_n = Q_0/q_{обН}$.

Требуемая теоретическая производительность компрессора $V_n = M_n v_{1Н} / \lambda_n$. Коэффициент подачи λ_n можно определить из графика на рис. 20 для $s = 2\%$ (уменьшенные мертвые объемы для низко-температурных машин допускают отношение давлений до 14—16).

Нагрузка на конденсатор КДИ $Q_{кН} = M_n q_{кН}$.

При расчете верхнего каскада принимают, что $Q_{об} = Q_{кп}$ и $t_{об} = t_{нн} - 5^\circ\text{C}$, и рассчитывают как обычную одноступенчатую машину (см. § 2 и 4 гл. 4).

В диапазоне температур кипения $-70 \div -90^\circ\text{C}$ объемы компрессоров нижнего и верхнего каскадов (на R13 и R22) примерно равны. Расчеты показывают, что суммарный их объем в два-три раза меньше, чем объем компрессоров двухступенчатой машины, работающей на R22. Для создания более низких значений t_0 (до -110°C) в нижнем каскаде выгоднее применять двухступенчатую машину, работающую на R13, а для t_0 до -140°C — трехкаскадную машину (R14, R13 и R22).

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Каковы причины перехода к двухступенчатому сжатию?
2. Что дает промежуточное охлаждение водой?
3. Как определить массовый объем компрессора II ступени (M_2) при полном промежуточном охлаждении? (Найдите его из теплового баланса промысосуда.)
4. Нарисуйте схему установки на три температуры кипения (-40 , -30 и -10°C) и цикл ее в h, p -диаграмме.
5. Когда выгоднее применять каскадные машины?

Глава 7. КОМПРЕССОРЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

§ 1. КЛАССИФИКАЦИЯ КОМПРЕССОРОВ

Компрессоры холодильных машин по принципу действия подразделяются на поршневые, мембранные, ротационные (пластинчатые и с катящимся ротором), центробежные (турбокомпрессоры) и винтовые (рис. 27). Во всех типах компрессоров (кроме центробежных) пар сжимается в результате уменьшения его объема: при движении поршня, прогибе мембраны, вращении ротора или зацеплении двух винтов (зуб одного входит во впадину другого).

В центробежных компрессорах пар сжимается под действием центробежной силы, которая возникает при вращении лопаток, отбрасывающих пар от центра колеса к периферии. С большой скоростью пар поступает в расширяющийся диффузор, где его скорость снижается, а давление повышается. Эти компрессоры применяют только для крупных машин. Приводимые ниже классификация и характеристика относятся в основном к поршневым компрессорам.

Все компрессоры, как и холодильные машины, для которых они предназначены, классифицируют по температурному режиму, холодопроизводительности, хладагенту. Кроме того, их можно классифицировать по числу ступеней сжатия, типу привода, его расположению и частоте вращения, по особенностям конструкции основных узлов (цилиндров, поршня, кривошипно-шатунного механизма, сальника), типу смазки трущихся деталей.

По температуре кипения компрессоры холодильных машин разделяют на три типа, которые определяются температурными режи-

мами работы: высокотемпературным (t_0 от 10 до -10°C); среднетемпературным (t_0 от -10 до -30°C); низкотемпературным (t_0 от -25 до -100°C).

По холодопроизводительности компрессоры, как и машины, для которых они предназначены, условно можно разделить на малые — до 15 кВт; средние — от 15 до 120 кВт; крупные — свыше 120 кВт.

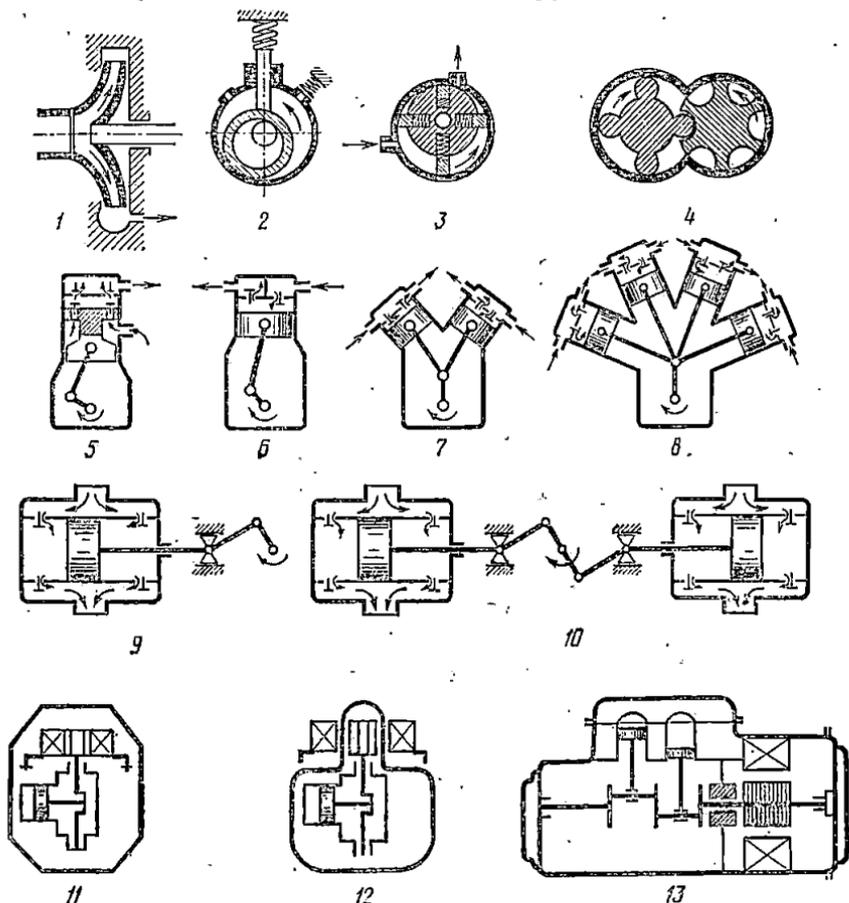


Рис. 27. Основные типы компрессоров:

1 — центробежный; 2 — ротационный с катящимся ротором; 3 — ротационный пластинчатый; 4 — винтовой; 5—13 поршневые: 5 и 6 вертикальные (5 — прямооточный, 6 — непрямоточный); 7 — V-образный; 8 — W-образный; 9 — горизонтальный двойного действия; 10 — оппозитный; 11 — герметичный; 12 — экранированный; 13 — бессальниковый

В зависимости от вида хладагента различают компрессоры: для работы на фреонах (R12, R22, R502 и др.) и на аммиаке. Последние модели компрессоров унифицированы и могут быть использованы для различных холодильных агентов.

По числу ступеней сжатия компрессоры классифицируют на одноступенчатые, двухступенчатые и трехступенчатые. В двух-

ступенчатом компрессоре пары; сжатые в одном или нескольких цилиндрах, дополнительно сжимаются в другой группе цилиндров этого же компрессора. При температурах кипения -25°C и выше применяют обычно одноступенчатые компрессоры.

По типу привода различают компрессоры с электродвигателем, двигателем внутреннего сгорания и электромагнитные. Большинство компрессоров выпускают с асинхронным трехфазным электродвигателем (малые герметичные компрессоры) и с однофазным.

По расположению привода компрессоры разделяют на открытые (с внешним приводом) и герметичные (со встроенным двигателем).

В открытых компрессорах конец коленчатого вала выведен наружу. Герметичность в месте выхода достигается с помощью сальникового уплотнения (сальник). Движение от двигателя валу компрессора передается через муфту (непосредственный привод) или клиноременной передачей.

В герметичных компрессорах ротор двигателя расположен непосредственно на валу компрессора. Двигатель и компрессор собраны в одном стальном штампованном кожухе, сваренном из двух половин. Отсутствие сальника повышает надежность машины. Более крупные герметичные компрессоры выполняют с литым разъемным кожухом. В отличие от малых герметичных компрессоров со штампованным кожухом их называют бессальниковыми. Охлаждение обмотки электродвигателя парами хладагента, поступающего из испарителя, позволяет уменьшить его размеры. Для удобства замены статора изготавливают экранированные герметичные компрессоры, в которых между ротором и выносным статором имеется тонкостенный экран.

По частоте вращения вала различают компрессоры на 720, 960, 1500 и 3000 об/мин. С увеличением частоты вращения уменьшаются габаритные размеры и масса компрессора, но их изготовление связано с применением более качественных материалов, а также с необходимостью высокой точности обработки и сборки, чтобы обеспечить надежность его работы.

В зависимости от числа цилиндров компрессоры могут быть одноцилиндровыми и многоцилиндровыми (2, 4, 6, 8 и 16). Отечественная промышленность выпускает компрессоры с одним, двумя, четырьмя и восемью цилиндрами. Некоторые зарубежные фирмы изготавливают шестнадцатцилиндровые компрессоры.

Два или несколько цилиндров обычно отливают в одном блоке и затем крепят к картеру. Выпускают и блок-картерные конструкции, в которых блок цилиндров и картер выполняют в одной отливке. Несмотря на некоторую сложность отливки, блок-картерная конструкция значительно упрощает сборку, так как оси цилиндров зафиксированы при расточке блок-картера и перекос этих осей относительно оси коленчатого вала в процессе сборки произойти не может.

По расположению осей цилиндров различают компрессоры горизонтальные, оппозитные (два цилиндра под углом 180° , т. е. с противоположным движением поршня), вертикальные (обычно два

цилиндра в одном блоке), V-образные (четырёхцилиндровые, с расположением осей цилиндров под углом 90°), УУ-образные (четыре пары цилиндров с углами между парой по 45°). Различное расположение цилиндров позволяет на одной базе (ход поршня и механизм движения) создать ряд компрессоров различной холодопроизводительности.

В зависимости от числа рабочих полостей цилиндра компрессоры могут быть простого и двойного действия. В компрессорах простого действия пар сжимается при движении поршня в одном направлении, в компрессорах двойного действия — и при обратном движении поршня (другой его стороной). Компрессоры двойного действия обычно бывают только крупные горизонтальные.

По движению паров в цилиндре различают прямоточные и непрямotoчные компрессоры.

В прямоточном компрессоре всасывающие клапаны расположены в верхней части поршня. При движении поршня вниз они открываются и пар из всасывающего патрубка снизу заполняет цилиндр. При движении поршня вверх пар сжимается и выталкивается через нагнетательные клапаны, расположенные в верхней части цилиндра. Таким образом, в прямоточном компрессоре пар в процессе сжатия не меняет направления своего движения.

В непрямotoчном компрессоре направление движения пара меняется: при всасывании он идет вниз, а при сжатии и выталкивании вверх (имеется в виду вертикальный компрессор). Холодный всасываемый пар соприкасается здесь с наиболее горячей верхней частью цилиндра. Расширение всасываемого пара увеличивает потери производительности компрессора. Однако конструкция поршня в непрямotoчном компрессоре значительно проще, и вся машина более компактна. В настоящее время выпускают малые фреоновые компрессоры непрямotoчного типа.

По типу кривошипно-шатунного механизма компрессоры классифицируют на крейцкопфные и бескрейцкопфные. В крейцкопфных компрессорах движение от шатуна к поршню передается через промежуточную деталь — крейцкопф (ползун). Сейчас крейцкопфы применяют только в крупных горизонтальных компрессорах. Все малые компрессоры бескрейцкопфного типа. Шатун может быть с разъемом в нижней головке в сочетании с коленчатым валом или неразъемного типа с прямым валом и эксцентриком.

За рубежом в малых компрессорах домашних холодильников начали применять так называемые электромагнитные компрессоры. Возвратно-поступательное движение поршня создается непосредственно электромагнитом, без помощи кривошипно-шатунного механизма.

По типу смазки трущихся деталей различают компрессоры со смазкой разбрызгиванием и принудительной.

В малых фреоновых компрессорах смазка осуществляется, как правило, путем разбрызгивания. В компрессорах средней производительности применяют смазку под давлением, с помощью шестеренчатого или плунжерного масляного насоса.

§ 2. ГЕРМЕТИЧНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Герметичные компрессоры рассчитаны для работы на холодильных агентах R12, R22 и R502. Холодопроизводительность их составляет от 175 до 3000 Вт. Компрессоры данного типа применяют в домашних холодильниках и в торговом холодильном оборудовании.

Герметичные компрессоры (табл. 11) выпускают поршневыми (типа ФГ и ФГН), экранированными (ФГ_э) и ротационными (ФГ_р).

Компрессоры домашних холодильников. Одной из первых моделей компрессоров для домашних холодильников (типа «ЗИЛ—Москва» и др.) является компрессор ФГО,14 (рис. 28). Это одноцилиндровый непрямоточный компрессор с горизонтально расположенным валом. Коленчатый вал укреплен в двух коренных подшипниках скольжения. На шейку вала насажен шатун с разъемной нижней головкой. На верхней головке шатуна с помощью пальца укреплен поршень. Поршень не имеет поршневых колец. Для уменьшения перепуска сжатых паров в картер зазор между поршнем и цилиндром делают минимальным, что достигается повышенной точностью обработки и селективной сборкой (см. гл. 14). Всасывающие клапаны в виде тонких стальных фигурных пластин консольно укреплены на клапанной доске.

Ротор электродвигателя укреплен на хвостовике вала, а статор, имеющий рабочую и пусковую обмотки, запрессован в кожух компрессора. Питание от сети однофазного тока напряжением 220 В.

Таблица 11

Герметичные и экранированные компрессоры	Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм	Число цилиндров	Теоретическая объемная производительность V _т , л/с	Холодопроизводительность*, Вт	Мощность электродвигателя, Вт		Зарядка масла, кг	Холодильный агент
						номинальная	потребляемая*, N _{эл}		
ДХ1010	27	14	1	0,19	175	93	125	0,28	R12
ФГО,14	27	16	1	0,22	200	93	145	0,34	R12
ФГО,1	22	12	1	0,28	250	135	180		R12
ФГО,45~3	36	22	1	0,53	525	250	260	2,4	R12
ФГО,55~3	36	27	1	0,65	630	370	320	2,4	R12
ФГО,7~3 (2)	36	17	1	0,82	800	250	430	2,7	R12
ФГ1,1~3	36	27	2	1,3	1250	550	560	2,7	R12
ФГНО,22~3	36	22	1	0,53	220	370	280	2,4	R22
ФГНО,28~3	36	18	2	0,88	280	370	370	2,7	R22
ФГНО,55~3	36	27	2	1,3	630	550	520	2,7	R22
BC400 (2)	32	13	1	0,5	400	250	250	1,3	R12
BC500 (2)	32	17	1	0,63	530	250	300	1,3	R12
BC630 (2)	32	19	1	0,73	645	250	360	1,3	R12
ВН315(2)	32	17	1	0,63	325	250	300	1,3	R502
ВН400 (2)	32	19	1	0,73	410	250	360	1,3	R502
ВН630 (2)	32	13	2	1,05	630	250	540	1,8	R502
ФГ _э 0,7~3 (2)	36	16	1	0,82	800	250	500	1,5	R12

* Для компрессоров типа BC при $t_0 = -15^\circ \text{C}$; $t_k = 30^\circ \text{C}$; типа ВН при $t_0 = -35^\circ \text{C}$; $t_k = 30^\circ \text{C}$.

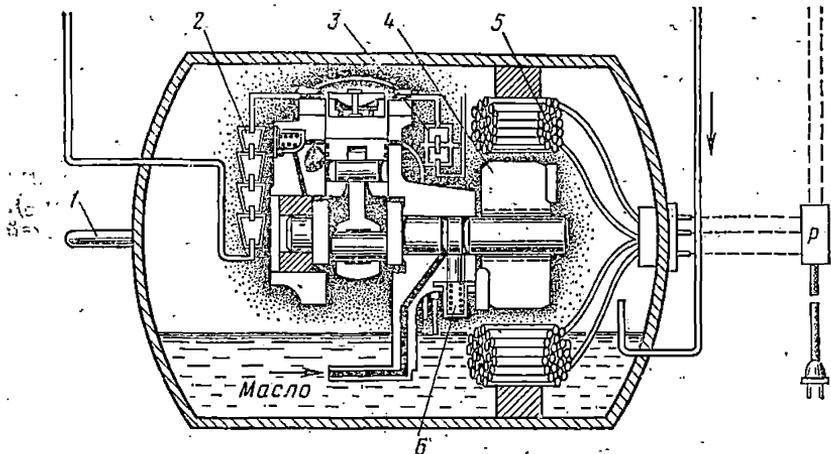


Рис. 28. Герметичный компрессор домашнего холодильника:

1 — трубка для зарядки R12 и маслом; 2 и 3 — глушители; 4 — ротор; 5 — статор; 6 — маслонасос

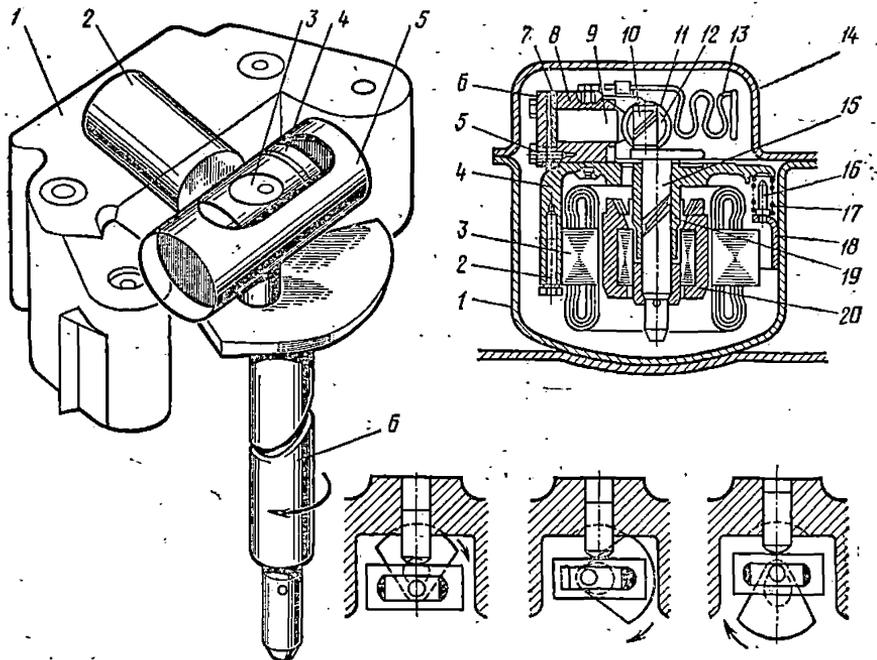


Рис. 29. Кулисный механизм герметичного компрессора ФГО,1:

1 — нижняя часть герметичного компрессора; 2 — болт; 3 — статор электродвигателя; 4 — корпус электродвигателя; 5 — болт крепления крышки цилиндра; 6 — крышка цилиндра; 7 — клапанная доска; 8 — цилиндр; 9 — поршень; 10 — шатунная шейка кривошипного вала; 11 — кулиса; 12 — вкладыш кулисы; 13 — нагнетательная трубка; 14 — верхняя часть герметичного кожуха; 15 — кривошипный вал; 16 — направляющая пружинного амортизатора; 17 — пружина амортизатора; 18 — опора амортизатора; 19 — коренной подшипник кривошипного вала; 20 — ротор электродвигателя. Обозначения 1—6 на изоэстрии даны для упражнения: см вопрос 7 на с. 97

Компрессоры с электродвигателем, рассчитанным на 127 В, в настоящее время не выпускают.

Смазка трущихся деталей осуществляется плунжерным насосом, приводимым в движение эксцентриковой частью коленчатого вала. По отверстиям вала масло попадает к коренным и шатунным шейкам и через редукционный клапан (на рисунке не виден) — в среднюю

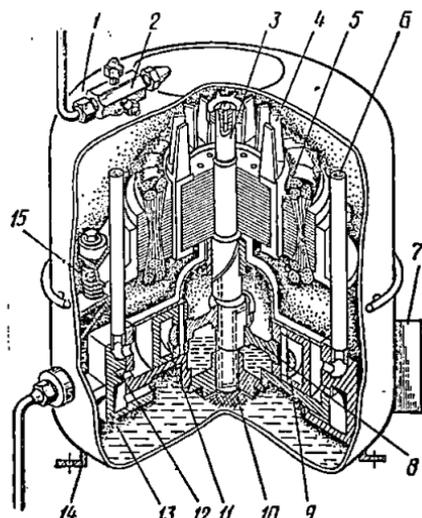


Рис. 30. Компрессор ФГ1,1 ~ 3:

1 — кожух; 2 — всасывающий пентиль; 3 — эксцентриковый вал; 4 — ротор; 5 — статор; 6 — всасывающая трубка; 7 — клеммная коробка с реле температуры; 8 — шатун; 9 — палец; 10 — масляный фильтр; 11 — поршень; 12 — клапанная доска со всасывающим нагнетательным клапаном; 13 — крышка цилиндра; 14 — опоры для установки на амортизаторы; 15 — пружинная подвеска

часть цилиндра. Кольцевые канавки на поршне способствуют улучшению смазки и уплотнению.

В компрессоре ФГО,1 для передачи движения от вала к поршню использован кривошипно-кулисный механизм (рис. 29). При вращении вертикального вала ($n = 3000$ об/мин) кривошип, расположенный на торце шейки вала, придает кулисе с горизонтальной прорезью возвратно-поступательное движение. Кулиса жестко связана с поршнем.

Компрессоры типов ФГ и ФГН. Эти компрессоры применяют в торговом холодильном оборудовании. Для работы в среднетемпературном и высокотемпературном режимах (плюсовом) применяют R12, для низкотемпературного режима (ФГН) — R22. Они работают от сети трехфазного переменного тока напряжением 380 В. Частота вращения 1500 или 3000 об/мин. Имеется тенденция перехода к частоте вращения 3000 об/мин. Ком-

прессоры, рассчитанные на частоту вращения 3000 об/мин (см. табл. 11), имеют в конце марки в скобках цифру 2.

На рис. 30 показан один из компрессоров типа ФГ (ФГ1,1 ~ 3). Два цилиндра диаметром 36 мм расположены горизонтально под углом 90° . Вал компрессора вертикальный и эксцентриковый. Корпус компрессора, отлитый из серого чугуна, объединяет два цилиндра, нагнетательную полость, находящуюся между ними, верхний коренной подшипник и широкий фланец с расточкой, в которой запрессовывается статор электродвигателя. В цилиндры запрессованы втулки из антифрикционного чугуна, содержащего марганец и титан. Обмотка электродвигателя выполнена из провода ПЭВ-0,35 с винилфлексовой изоляцией, стойка по отношению к фреону и маслу. В нижней части корпуса укреплена крышка с расточкой, которая является нижним коренным подшипником.

Эксцентриковый вал имеет два противовеса, прикрепленных к нему винтами. На общую шатунную шейку вала (эксцентрик)

надеты шатуны с неразъемной нижней головкой (рис. 31, 32). На выступающую часть вала насажен ротор электродвигателя.

Поршни компрессора не имеют поршневых колец. Уплотнение достигается уменьшением зазора между поршнем и цилиндром до 0,01—0,018 мм, что обеспечивается точной обработкой и специальной (селективной) сборкой (см. § 2 гл. 14). Три кольцевые канавки служат для смазки. На торце поршня имеется проточка, чтобы он не ударял по всасывающему клапану в верхней мертвой точке. Вса-

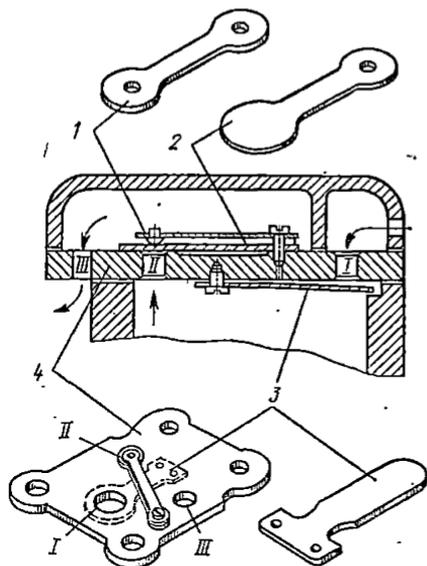


Рис. 31. Клапанная группа компрессора ФГО,7 ~ 3:

1 — пружина нагнетательного клапана; 2 — нагнетательный клапан; 3 — всасывающий клапан; 4 — плита

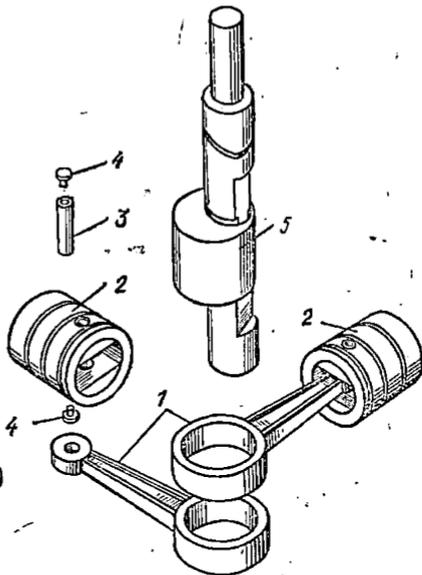


Рис. 32. Механизм движения компрессора ФГО,7 ~ 3:

1 — шатун; 2 — поршень; 3 — палец; 4 — заглушка; 5 — вал

сывающий и нагнетательный клапаны, выштампованные из стальной ленты толщиной 0,16 мм, укреплены на клапанной доске: всасывающий — снизу, а нагнетательный с дополнительной пластинчатой пружиной — сверху.

Смазка трущихся деталей показана на рис. 33. По осевому сверлению вала масло из картера поднимается на небольшую высоту и затем через радиальные отверстия подается к двум вертикальным каналам под действием центробежной силы, создающей некоторый напор. По одному из каналов масло поступает к шатунным шейкам и затем через отверстия в шатунах — к поршневым пальцам. По другому каналу обеспечивается смазка верхнего поршневого подшипника, имеющего для этого спиральные канавки. Таким образом, смазка под давлением осуществлена без специального масляного насоса. К нижней крышке подшипника прикреплена сеточка-фильтр.

Для облегчения пуска компрессора в стенках цилиндров на половине хода поршня имеются разгрузочные отверстия диаметром

0,5 мм. После остановки компрессора давление паров в одном из цилиндров больше, чем в другом, и поршни поэтому перемещаются, пока не откроются разгрузочные отверстия. После этого давление в цилиндрах уравнивается с давлением в кожухе (всасывание). Это уменьшает необходимый пусковой момент. Во время сжатия паров поршень быстро перекрывает разгрузочное отверстие, и перепуск

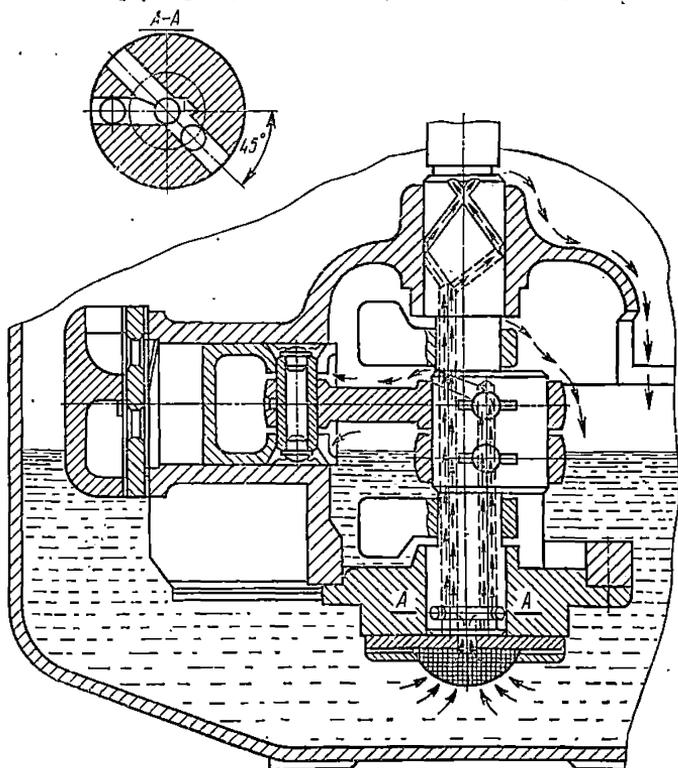


Рис. 33. Схема смазки компрессора ФГО,7~3

сжатых паров на сторону всасывания прекращается. Потеря производительности компрессора из-за перепуска паров в начале сжатия не превышает 4 %.

Компрессор-электродвигатель укреплен в нижней половине кожуха на трех пружинных подвесках, которые обеспечивают спокойную работу машины.

В нижней части кожуха к стальной колодке приварены три проходных контакта. Контакт представляет собой железоникелевый стержень, расположенный по оси в стальной втулке; пространство между стержнем и втулкой залито специальным стеклом. Наконечники выводных концов статора надеваются на внутренние концы этих контактов. Наружные концы контактов соединены с клеммной колодкой, которая крепится к кронштейнам на наружной стороне кожуха. На кожухе крепится и тепловое реле защиты компрессора

от перегрева, которое подключается к двум дополнительным клеммам на клеммной колодке.

Компрессоры ФГО,45 ~3 и ФГО,55 ~3 по конструкции аналогичны компрессору ФГ1,1, ~3, но имеют один цилиндр. Для работы в низкотемпературном режиме использованы эти же компрессоры, рассчитанные на работу с R22. Только компрессор ФГНО,22 ~3 в отличие от ФГО,45 ~3 имеет большую мощность электродвигателя.

Экранированные компрессоры. Компрессоры ФГ_э0,7 ~ 3 (2) аналогичны по конструкции герметичным компрессорам типа ФГ, но в отличие от них имеют вынесенный статор, отделенный от ротора цилиндрическим экраном из немагнитной стали толщиной 0,3 мм. Дополнительный зазор между ротором и статором увеличивает потребляемую мощность примерно на 10 %, но при этом компрессоры более удобны в ремонте.

Ротационные компрессоры. Основными частями ротационного компрессора являются неподвижный цилиндр и вращающийся в нем ротор (рис. 34). Ротор свободно сидит на эксцентрике вала. Ось вала O_1 совпадает с осью цилиндра, а ось ротора O_2 несколько смещена.

При вращении вала ротор под действием эксцентрика перекачивается в цилиндре. Линия касания ротора и цилиндра обозначена на рисунке точкой a . Сжатая пружина постоянно прижимает к ротору лопасть, разделяя таким образом серповидный объем, заключенный между ротором и цилиндром, на две полости A и B . При повороте вала ротор займет новое положение и точка b' на роторе совпадет с точкой b на цилиндре. Объем полости A при этом увеличивается, и давление в ней падает. Когда давление в полости A станет примерно на $(0,05 \div 0,1) \cdot 10^5$ Па ниже, чем в испарителе, пар из испарителя начнет поступать в эту полость. Одновременно с этим объем полости B уменьшится. Пар, находящийся в полости B , сжимается, и когда давление его станет примерно на $0,1 \cdot 10^5$ Па выше, чем в конденсаторе, нагнетательный клапан откроется и пар будет вытолкнут из цилиндра на сторону нагнетания.

Выталкивание пара будет происходить до тех пор, пока линия касания ротора и цилиндра не перейдет нагнетательный клапан (точка c). Полость A , имеющая в этом положении максимальный объем, соединится с нагнетательным клапаном. Движение ротора из положения, соответствующего точке c , в положение, соответствующее

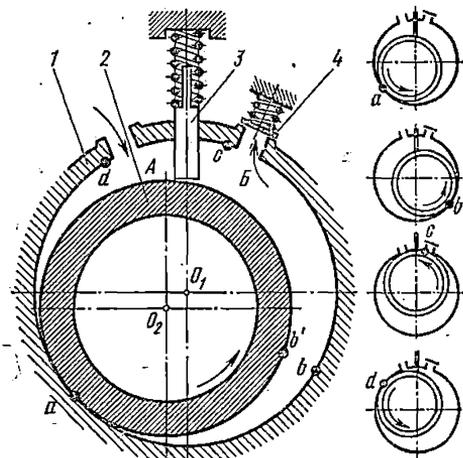


Рис. 34. Принцип работы ротационного компрессора:

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

ющее точке d (когда ротор переходит через отверстие всасывания), является фактически холостым ходом.

Однако время холостого хода очень мало, поскольку отверстия всасывающего и нагнетательного клапанов максимально приближены к лопасти. Сжатый пар, оставшийся в мертвом пространстве (в отверстии нагнетательного клапана), в этот момент выходит обратно в цилиндр и поднимает в нем давление выше давления всасывания. Связанный с этим переход пара из цилиндра обратно в полость всасывания практически ничтожен, так как время холостого хода примерно составляет всего 0,001 с.

Когда ротор перекрывает всасывающее отверстие (положение d), весь объем снова разбивается на две полости. Бывшая полость всасывания A превращается при этом в полость нагнетания, а между лопастью и линией касания d образуется новая полость всасывания, которая при дальнейшем вращении ротора увеличивается в объеме.

За один оборот эксцентрикового вала происходит полный цикл работы компрессора, т. е. заполнение всасываемыми парами всего полезного объема цилиндра, сжатие этих паров и нагнетание их в конденсатор.

Т а б л и ц а 12

Показатели	Ротационные герметичные компрессоры			
	$\PhiГ_{p} 0,35 \sim 1 \lambda$	$\PhiГ_{p} 0,7 \sim 1 A$	$\PhiГ_{p} 0,35 \sim \sim p_1 (2)$	$\PhiГ_{p} 0,28 \sim \sim p_1 (2)$
Диаметр цилиндра, мм	53	53	48	48
Высота цилиндра, мм	33	33	20	16,5
Диаметр ротора, мм	46	46	42	42
Частота вращения, об/мин	1500	1500	3000	3000
Теоретическая производительность V_T , л/с	0,4	0,4	0,4	0,335
Холодопроизводительность, Вт				
при $t_0 = -15^\circ C$; $t_K = 30^\circ C$	400	—	400	320
при $t_0 = 5^\circ C$; $t_K = 40^\circ C$	—	800	—	800
Электродвигатель	ДГ-0,2М	ДГ-0,25	ДГ-2-0,20	ДГ-0,18
Мощность, кВт	0,2	0,25	0,2	0,18
Напряжение, В	220	220	220	220
Сопrotивление обмоток, Ом				
рабочей	4,9—5	4,9—5	5,4—5,8	7—7,4
пусковой	28	28	26,6—27	28,5—29
Пусковое реле ¹	РТК-1-6 РТК-2-12	РТК-1-6 РТК-2-12	РТК-2-3 РТК-2-8	РТК-2-2 РТК-2-7
Сила тока, А				
номинального	2,3	2,2	1,7	1,5
включения пускового	6,5	6,5	6,2	5,4
реле				
отпадания пускового	5,5	5,5	5,0	4,6
реле				

¹ Наверху для схем без конденсатора: в пусковой обмотке; внизу — с конденсатором.

Мы рассмотрели работу компрессора, предположив, что ротор касается цилиндра. В действительности между ними есть зазор около 0,04—0,1 мм, поэтому при работе всегда происходит незначительное перетекание (перепуск) паров хладона-12 из полости нагнетания в полость всасывания, что вызывает потерю производительности компрессора. Уменьшение зазора ниже указанных пределов недопустимо во избежание заклинивания ротора при его нагреве. При увеличении зазора потери, связанные с перепуском пара, резко возрастают. Кроме того, пар из полости нагнетания может перетекать в полость всасывания и через зазоры между лопастью и цилиндром, лопастью и ротором, ротором и крышкой цилиндра.

Поэтому, несмотря на простоту конструкции машины, изготовление и ремонт ее требуют высокой квалификации, так как отклонение от установленных допусков при сборке значительно ухудшает работу компрессора.

Технические характеристики ротационных герметичных компрессоров приведены в табл. 12.

§ 3. МАЛЫЕ ОТКРЫТЫЕ И БЕССАЛЬНИКОВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Малые фреоновые непрямоточные компрессоры входят в состав холодильных агрегатов и машин, работающих на хладагентах R12 и R22 в широком диапазоне температур. Техническая их характеристика приведена в табл. 13. Цифры в марках компрессоров (кроме 2ФВ4/4,5) указывают на холодопроизводительность компрессора при стандартном режиме ($t_0 = -15^\circ\text{C}$; $t_k = 30^\circ\text{C}$). Холодопроизводительность в киловаттах и потребляемая мощность N_e , приведенные в таблице, даны для этого же режима.

Компрессор 2ФВ4/4,5. Этот компрессор — один из первых фреоновых компрессоров, освоенных отечественной промышленностью.

Таблица 13

Малые открытые и бессальниковые компрессоры	Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм	Число цилиндров	Частота вращения, об/мин	Теоретическая производительность V_T , л/с	Холодопроизводительность, кВт при $t_0 = -15^\circ\text{C}$; $t_k = 30^\circ\text{C}$	Номинальная мощность кВт	Потребляемая мощность N_e , кВт	Зарядка мас-лом, кг
2ФВ4/4,5	40	45	2	650	1,2	1,28	1,1	0,63	1,05
2ФВ4/4,5	40	45	2	950	1,8	1,74	1,5	1,03	1,05
ФВ6	67,5	50	2	960	5,75	4,8	2,8	2,1	3,2
ФВ6	67,5	50	2	1440	8,6	7,0	3,4	3,1	3,2
ФВБС4	67,5	50	2	960	5,75	4,8	2,1	2,3	2,5
ФВБС6	67,5	50	2	1440	8,6	7,0	3,1	2,9	2,5
ФУБС9	67,5	50	4	960	11,5	9,6	5,0	4,0	5,0
ФУБС12	67,5	50	4	1440	17,2	14,0	6,5	6,1	6,5
ФУУБС18	67,5	50	8	960	23,0	18,9	11	9,0	5,5
ФУУБС25	67,5	50	8	1440	34,4	27,6	15	13,0	5,5

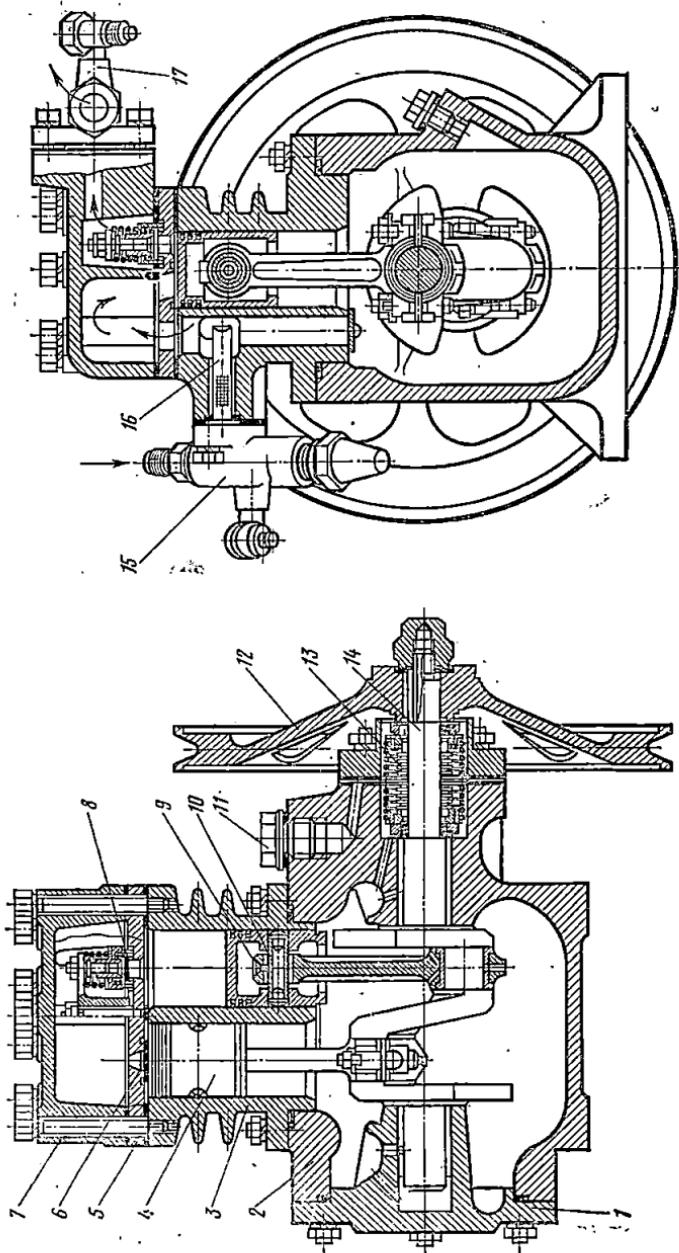


Рис. 35. Компрессор 2ФВ4/4,5:

1 — задняя крышка; 2 — картер; 3 — блок цилиндров; 4 — поршень; 5 — клапанная доска; 6 — всасывающий клапан; 7 — крышка; 8 — нагнетательный клапан; 9 — шатун; 10 — палец; 11 — пробка масляной ванночки; 12 — маховик; 13 — сальниковое уплотнение; 14 — коленчатый вал; 15 — всасывающий клапан; 16 — сечетчатый фильтр; 17 — нагнетательный клапан

Этот базовый компрессор с различным числом оборотов применяется в агрегатах типа ФАК-0,7, ФАК-1,1 и ФАК-1,5. Цифры в марке компрессора (4/4,5) обозначают диаметр цилиндра (4 см) и ход поршня (4,5 см). К основным узлам компрессора 2ФВ4/4,5 (рис. 35) относятся, картер, блок цилиндров, клапанная доска, головка блока, механизм движения, состоящий из коленчатого вала, шатунов и поршней, и сальниковое уплотнение вала компрессора.

Блок цилиндров (рис. 36) отлит из мелкозернистого чугуна и имеет снаружи охлаждающие ребра. Внутреннюю поверхность цилиндров (зеркало) тщательно обрабатывают и доводят до высокого класса чистоты. Параллельно оси цилиндров в блоке проходит вертикальный канал, по которому капельки масла, попадающие через всасывающий вентиль, могут стекать в картер.

Чугунный картер имеет заднюю крышку, в которую запрессована бронзовая втулка — коренной подшипник коленчатого вала. Другой коренной подшипник (также бронзовая втулка) запрессовывают непосредственно в картер. Для смазки коренных подшипников в картере и задней крышке предусмотрены ванночки, в которые при разбрызгивании попадает масло. Ванночка для смазки переднего подшипника (со стороны маховика) имеет также отверстие для смазки внутреннего сильфонного сальника. Для смазки наружного сильфонного сальника в картере предусмотрена отдельная, не связанная

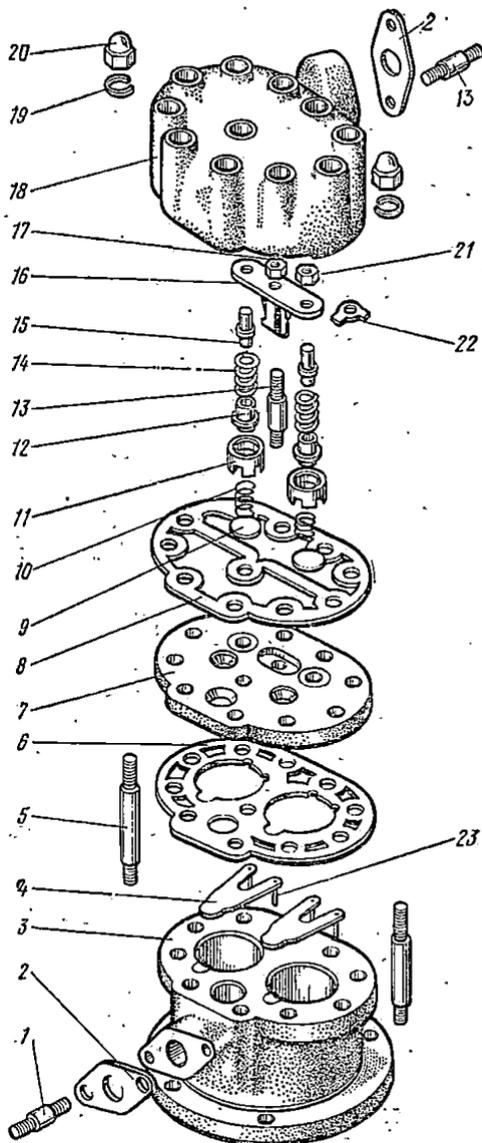


Рис. 36. Головка блока, клапанная группа и блок цилиндров компрессора 2ФВ4/4,5:

- 1 — шпилька; 2 — прокладка; 3 — блок цилиндров; 4 — всасывающий клапан; 5 — шпилька; 6 — прокладка; 7 — клапанная доска; 8 — прокладка; 9 — нагнетательный клапан; 10 — пружина; 11 — направляющий стакан; 12 — направляющая втулка; 13 — шпилька; 14 — буферная пружина; 15 — регулятор зазора; 16 — стойка; 17 — гайка; 18 — головка; 19 — пружинная шайба; 20 — колпачковая гайка; 21 — гайка; 22 — замковая шайба; 23 — фиксатор клапана

от его внутренней полостью ванночка. Масло в нее заливают через отдельное отверстие, которое закрывают пробкой.

Стальной двухпорный коленчатый вал (рис. 37) оборудован

двумя противовесами, которые уравнивают движущие части компрессора.

Шатуны изготовляют из малоуглеродистой стали или силумина. Нижние разъемные головки кованых стальных шатунов заливают баббитом. Для регулировки плотности прилегания баббита к шейкам коленчатого вала устанавливают шесть тонких прокладок толщиной 0,05 и 0,1 мм. В верхние головки шатунов запрессованы бронзовые втулки. В шатуны, отлитые из силумина, вместо баббита армируют бронзовые втулки, и прокладки в местах разъема не ставят.

Поршни с тремя разрезными пружинящими компрессионными кольцами соединены с верхними головками шатунов при помощи стальных пальцев, которые могут свободно перемещаться вдоль своей оси (плавающие пальцы). В торцы пальцев вставлены бронзовые заглушки, предохраняющие зеркало цилиндров от царапин.

Для герметичности всех разъемных соединений компрессора предусмотрены прокладки из специальной маслостойкой резины. Уплотнение вала со стороны маховика достигается внутренним и внешним сальфониными сальниками (рис. 38).

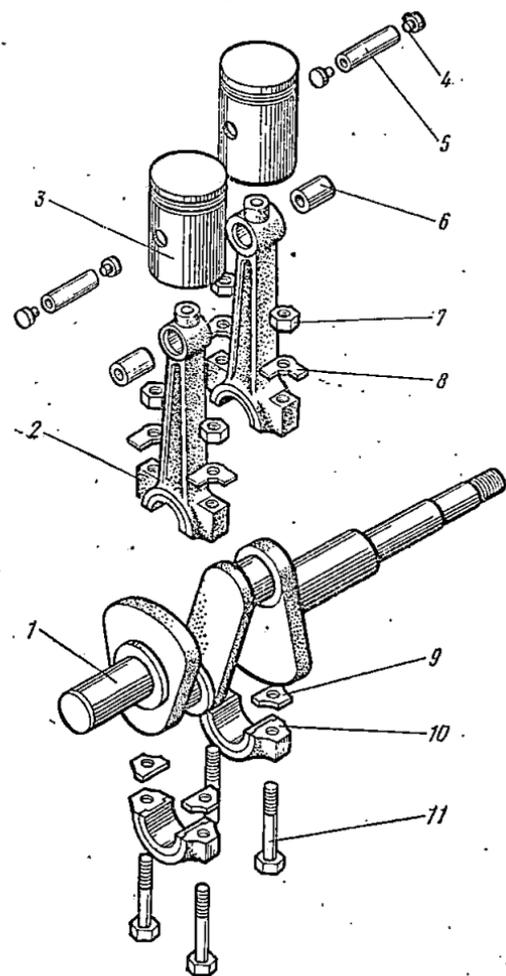


Рис. 37. Кривошипно-шатунный механизм компрессора 2ФВ4/4,5:

- 1 — коленчатый вал; 2 — шатун; 3 — поршень;
- 4 — заглушка пальца; 5 — поршневой палец;
- 6 — подшипник верхней головки шатуна; 7 — гайка;
- 8 — замковая шайба; 9 — прокладка;
- 10 — нижняя часть головки шатуна; 11 — шатунный болт

Клапанная доска служит седлом одновременно для всасывающего и нагнетательного клапанов (рис. 39). Всасывающий клапан из легированной стали толщиной 0,25 мм имеет форму лепестка. Своими отверстиями он свободно надевается на два штифта блока цилиндров и прижимается клапанной доской. Закругленный конец

клапана при этом плотно прилегает к нижней поверхности клапанной доски и закрывает всасывающее отверстие.

Нагнетательные клапаны представляют собой круглые пластинки из легированной стали толщиной 0,3 мм. Тонкая спиральная пружина прижимает пластинку клапана к седлу. Высота подъема клапанной пластины (2 мм) вполне достаточна для того, чтобы не оказывать большого сопротивления прохождению сжатого пара, и в то же время обеспечивает своевременную посадку пластины при обратном ходе поршня. Направляющая клапана позволяет пластинам

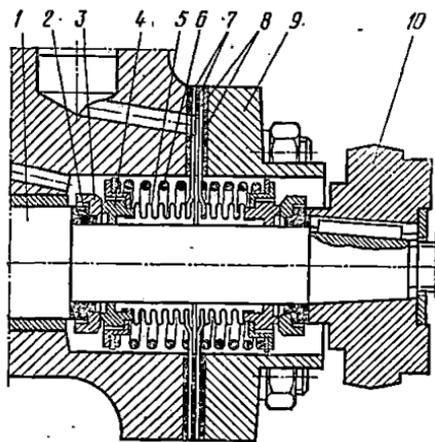


Рис. 38. Сальниковое уплотнение компрессора 2ФВ4/4,5:

1 — коленчатый вал; 2 — резиновое кольцо; 3 — опорное кольцо; 4 — пятка; 5 — сильфон; 6 — пружина; 7 — фланец; 8 — прокладка; 9 — крышка сальникового уплотнителя; 10 — маховик

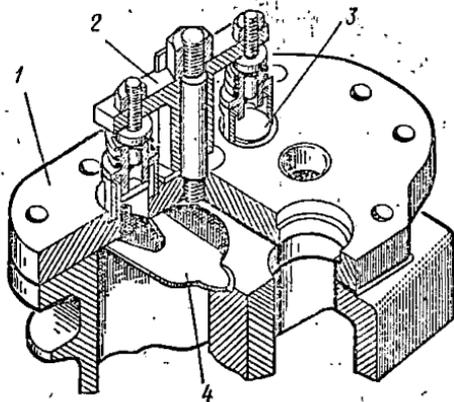


Рис. 39. Клапанная группа:

1 — клапанная доска; 2 — стойка; 3 — нагнетательный клапан; 4 — всасывающий клапан

перемещаться только в вертикальном направлении. В случае попадания в цилиндр жидкого фреона или масла может создаться высокое давление, так как жидкость не успеет пройти через кольцевой зазор, образованный приподнятой пластиной. Чтобы избежать при этом гидравлического удара, предусмотрена возможность дополнительного подъема клапанной пластины, которая, преодолевая силу буферной пружины, вместе с втулкой ограничителя подъема будет двигаться вверх. Этот подъем может регулироваться ограничителем, который ввертывается в стойку. Стойка служит опорой обоих нагнетательных клапанов. Головка блока цилиндров разделена перегородкой на две части: всасывающую и нагнетательную. Между головкой блока и клапанной доской находится резиновая прокладка. Центральная перемычка этой прокладки, прижатая к клапанной доске перегородкой головки блока, не дает сжатому пару поступать из нагнетательной полости во всасывающую. Линейное мертвое пространство, т. е. зазор между клапанной доской и верхним положением поршня, как и у всех вертикальных компрессоров, составляет около 0,01 диаметра, или 0,3—0,7 мм.

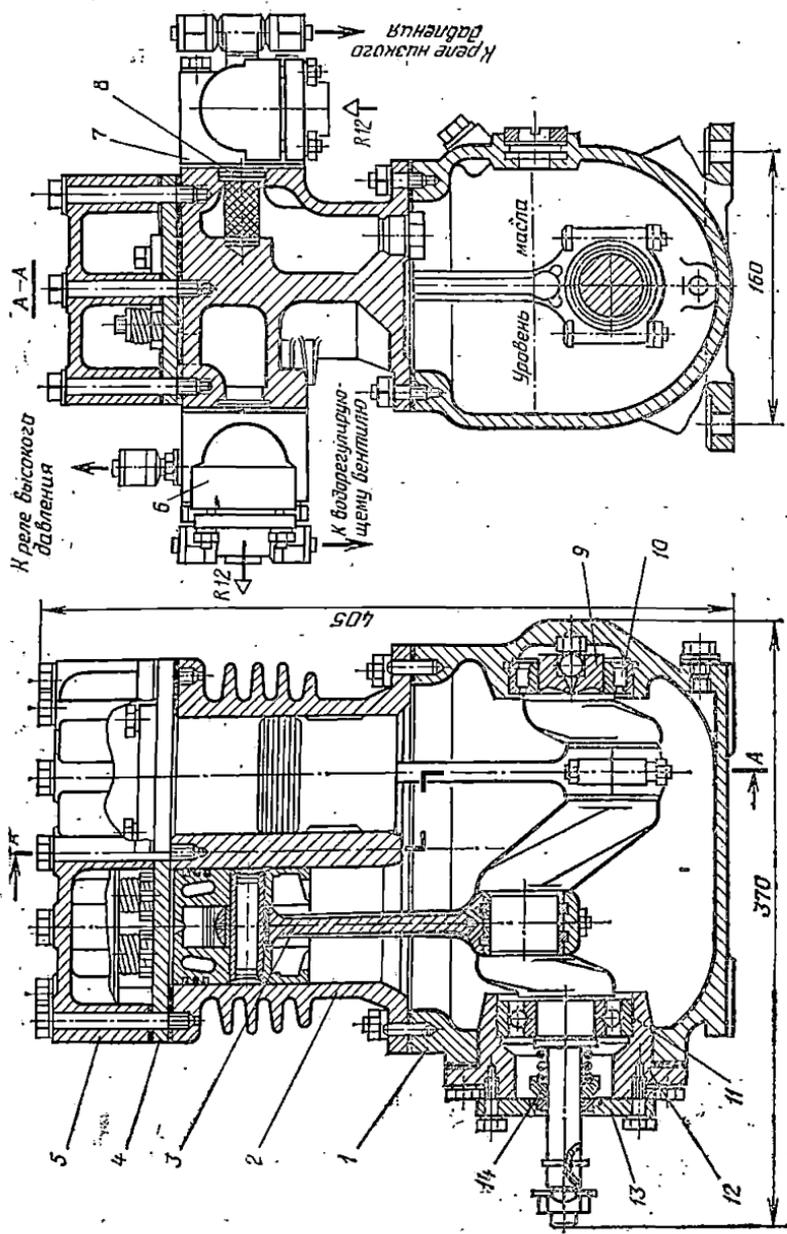


Рис. 40. Компрессор ФВ6:
 1 — шатун; 2 — блок цилиндров; 3 — шатун с поршнем; 4 — клапанная доска; 5 — крышка цилиндра; 6 — нагнетательный ventиль; 7 — всасывающий ventиль; 8 — фильтр; 9 — коленчатый вал; 10 — роликовый подшипник задний; 11 — шариковый подшипник передний; 12 — корпус подшипника; 13 — крышка; 14 — сальник

Во время работы пар фреона, поступающий в компрессор через всасывающий клапан, проходит через сетчатый фильтр и при движении поршня вниз попадает во всасывающую полость головки блока и затем в цилиндр. При сжатии пар выталкивается через нагнетательный клапан, головку блока и нагнетательный клапан компрессора. В результате изменения направления движения пара фреона после всасывающего сетчатого фильтра частицы масла, как более тяжелые, выделяются из фреона и стекают в картер. К нижней части вертикального отверстия в блоке цилиндров, по которому стекает масло, прикреплена шайба с малым отверстием (диаметром 1,5—2 мм). Это отверстие, не мешая постепенному стеканию масла

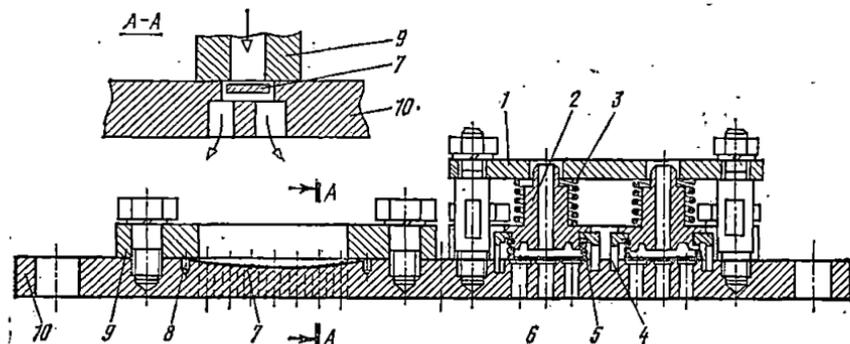


Рис. 41. Клапанная группа компрессора ФВ6:

1 — траверса; 2 — буфер; 3 — буферная пружина; 4 — розетка; 5 — пружина нагнетательного клапана; 6 — пластина нагнетательного клапана; 7 — ленточный всасывающий клапан; 8 — штифт; 9 — седло всасывающего клапана; 10 — клапанная плита

в картер, препятствует резкому выбросу его из картера во всасывающую полость во время пуска компрессора и вспенивания масла в картере.

Вал компрессора вращается по часовой стрелке, если смотреть со стороны маховика (верхняя часть клиновидного ремня должна двигаться от электродвигателя к компрессору).

Компрессор ФВ6. Этот компрессор применяется в агрегатах холодопроизводительностью 4,8 и 7 кВт. Компрессор (рис. 40) фреоновый вертикальный двухцилиндровый.

Картер литой чугунный с расширенным верхним отверстием, обеспечивающим монтаж коленчатого вала в сборе с шатунно-поршневой группой. На торцевой передней стенке монтируется съемный корпус коренного подшипника с камерой сальника и крышкой. Всасывающая полость блока цилиндров сообщена с картером литым каналом, закрытым снизу резьбовой пробкой с отверстием диаметром 2,5 мм. Вал стальной, штампованный, двухколонный, без противовесов, со шпонкой и резьбой для крепления маховика. Вал опирается на два коренных подшипника, шариковый и роликовый. Для предотвращения осевого смещения вала под действием пружины сальника в лунке торца вала установлен шарик, опирающийся на стальной каленый сухарик, закрепленный на резьбе в стенке картера.

Шатуны стальные, с нижней разъемной головкой, залитой баббитом и бронзовой втулкой, запрессованной в верхней головке. Поршни из алюминиевого сплава. Палец стальной, плавающего типа, стоит по торцам пружинными кольцами. Клапанная доска и крышка уплотнены паронитовыми прокладками и крепятся к блоку цилиндров болтами.

У каждого цилиндра имеются две самопружинящихся ленточных пластины всасывающего клапана и два нагнетательных клапана пяточкового типа, установленных на клапанной доске (рис. 41).

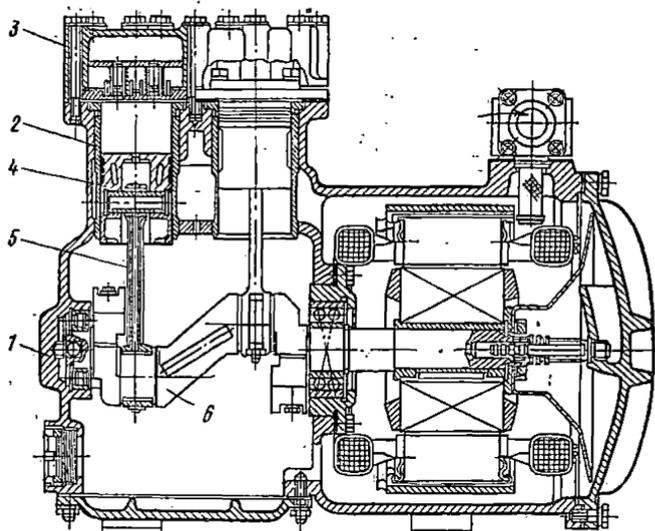


Рис. 42. Компрессор ФВБС6:

- 1 — блок-картер;
- 2 — гильза цилиндров;
- 3 — крышка цилиндров;
- 4 — поршень;
- 5 — шатун;
- 6 — коленчатый вал

Смазка трущихся частей осуществляется разбрызгиванием масла. Привод компрессора осуществляется клиновидными ремнями через шкив-маховик. Запорные ventили компрессора двухходовые, левой и правой модели, установлены на стенках блока цилиндра.

Бессальниковый компрессор марки ФВБС6. Компрессор ФВБС6 (рис. 42) поршневой, вертикальный двухцилиндровый, непрямоточный, со встроенным электродвигателем. Блок-картер выполнен одной деталью с корпусом электродвигателя. В картерной части с нижней стороны имеется окно со съемным дном для доступа к кривошипному механизму, в кожухе электродвигателя — окно с торцевой съемной крышкой для монтажа и выемки вала компрессора и статора. В гнездах блока цилиндров запрессованы съемные гильзы.

На конец вала насажен ротор электродвигателя и дисковый разбрызгиватель масла. Масло подается по отверстиям вала. Шатунно-поршневые группы, клапаны и запорные ventили унифицированы с аналогичными деталями компрессора ФВ6.

Кроме компрессора ФВБС6 изготовляют четырех- и восьмицилиндровые бессальниковые компрессоры ФУБС9 и ФУБС12. Основные узлы, детали и их конструкции унифицированы с узлами и деталями компрессора ФВБС6.

§ 4. КОМПРЕССОРЫ СРЕДНЕЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Компрессоры средней производительности используют в основном в агрегатах для холодильных машин с хладоносителем. Аммиачные прямоточные компрессоры АВ22, АУ45 и АУУ90 с цилиндрами диаметром 81,88 мм могут работать и на хладоне-22. Для работы на хладоне-12 (хладагент более низкого давления) использована та же база, но с увеличенным диаметром цилиндров — 101,6 мм (компрессоры ФУ40 и ФУУ80). Эти компрессоры непрямоточного типа. Из компрессоров новой серии (с цилиндрами диаметром 76 мм и ходом поршня 66 мм) освоен фреоновый бессальниковый компрессор ПБ80.

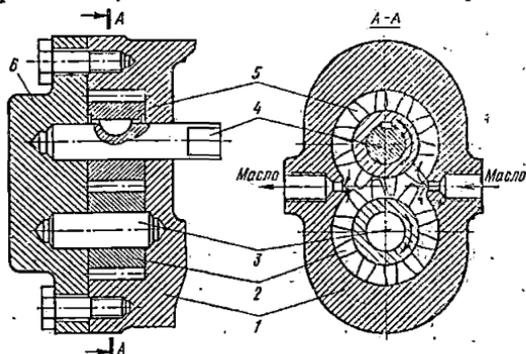


Рис. 43. Шестеренчатый насос:

1 — корпус насоса; 2 — ведомая шестерня; 3 — валки (ось); 4 — валки ведущий; 5 — всасывающая шестерня; 6 — крышка

Компрессоры для аммиака и хладона-22- имеют водяные рубашки для охлаждения цилиндров и головки компрессора. Техническая

Таблица 14

Компрессоры средней производительности	Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм	Число цилиндров	Частота вращения, об/мин	Теоретическая производительность, V_T , л/с	Холодопроизводительность, кВт, при $t_0 = -15, t_K = 30$ °С	Мощность электродвигателя, кВт		Холодильный агент	Зарядка маслом, кг
							номинальная	потребляемая N_6		
ФУ40 *	101,6	70	4	960	36	32	22	12,1	R12	7
ФУ40	101,6	70	4	1440	54	48	30	16,8	R12	7
ФУУ80 *	101,6	70	8	960	72	64	44	22	R12	10
ФУУ80	101,6	70	8	1440	108	96	60	32,5	R12	10
22ФВ22	81,88	70	2	1440	18	26,7	13	8,1	R22	8,5
22ФУ45	81,88	70	4	1440	36	53,5	30	16,2	R22	14
22ФУУ90	81,88	70	8	1440	72	107	55	32,5	R22	23
ПБ80	76	66	8	1440	58	87	45	27,6	R22	—
АВ22	81,88	70	2	960	12	18,6	10	5,3	Аммиак	9
АВ22	81,88	70	2	1440	18	28	13	8,0	То же	9
АУ45	81,88	70	4	960	24	37	22	10,6	»	15
АУ45	81,88	70	4	1440	36	56	30	16	»	15
АУУ90	81,88	70	8	960	48	74	40	21,2	»	25
АУУ90	81,88	70	8	1440	72	112	55	32	»	25

* Если в марке компрессора стоит дополнительный индекс РЭ (ФУ40РЭ), то он имеет электромагнитные клапаны для регулирования холодопроизводительности (50 и 75 %).

характеристика рассмотренных компрессоров дана в табл. 14. В этих компрессорах смазка сальника и шатунных подшипников осуществляется от затопленного шестеренчатого насоса (рис. 43). От коленчатого вала через промежуточную шестерню вращение передается ведущей шестерне насоса. Масло попадает в пазы между зубьями шестерен и корпусом насоса и подается в нагнетательную полость насоса. Поршень с поршневым пальцем, цилиндр и подшипники вала смазываются разбрызгиванием. В компрессоре предусмотрен предохранительный клапан. Компрессоры 22ФВ22, 22ФУ45 и 22ФУУ90 на R22 отличаются от аммиачных только арматурой.

§ 5. КРУПНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

К группе крупных компрессоров относят поршневые аммиачные прямоточные компрессоры типа АВ100, АУ200 и АУУ400 (диаметр цилиндров 150 мм; ход поршня 130 мм). Эти компрессоры уже сняты с производства и заменены непрямочными аммиачными компрессорами типа П110 и П220, которые выпускаются комплектно с электродвигателями на общей раме в виде компрессорных агрегатов А110 и А220 (табл. 15). Эти компрессоры могут работать и на хладоне-22 (в марке компрессора вместо цифры 7 — аммиак — стоит цифра 2 — R22). Агрегаты, предназначенные для работы в плюсовом режиме (цифра 0 в конце обозначения) в отличие от среднетемпературных (с цифрой 2), имеют электродвигатели большей мощности. Выпускаются также крупные поршневые крейцкопфные оппозитные компрессоры типов А0600 и А01200 (см. рис. 27).

Таблица 15

Компрессорные агрегаты большой производительности (марка)	Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм	Число цилиндров	Частота вращения, об/мин	Теоретическая производительность V_T , л/с	Холодопроизводительность, кВт, при $t_0 = -15, t_K = 30^\circ\text{C}$	Мощность электродвигателя, кВт		Зарядка маслом, кг
							номинальная	потребляемая N_e	
IA110-7-2	115	82	4	1000	55	93	37	26	14
A110-7-2*	115	82	4	1500	83,6	139	55	39	14
A110-7-0 *	115	82	4	1500	83,6	326	75	53	14
IA220-7-2	115	82	8	1000	110	183	75	52	20
A220-7-2 *	115	82	8	1500	167	274	100	78	20
A220-7-0 *	115	82	8	1500	167	663	132	112	20
A0600	280	220	2	500	396	657	320	190	100
A01200	280	220	4	500	792	1330	630	375	100
A350-7-2 *	Винтовой			3000	243	406	180	130	130
A350-7-0 *	»			3000	243	790	200	165	130
VX260-7-4	»			3000	486	—	100	—	230
PB90	Ротационный			1500	179	—	40	—	45

* Выпускаются и с электромагнитными клапанами для регулирования холодопроизводительности (до 75, 50 и 25 %); последняя цифра в их марке на единицу больше.

К группе крупных компрессоров относятся также винтовые компрессоры типа ВХ350 (агрегат А350) и винтовой бустер-компрессор (применяемый только как первая ступень в двухступенчатых агрегатах) ВХ260-7-4. В качестве бустера-компрессора используют и ротационный компрессор РБ90.

Компрессоры П110, П220. Непрямоточный одноступенчатый четырехцилиндровый компрессор П110 показан на рис. 44. Блок-картер чугунный литой. Гильзы чугунные съемные (запрессованы

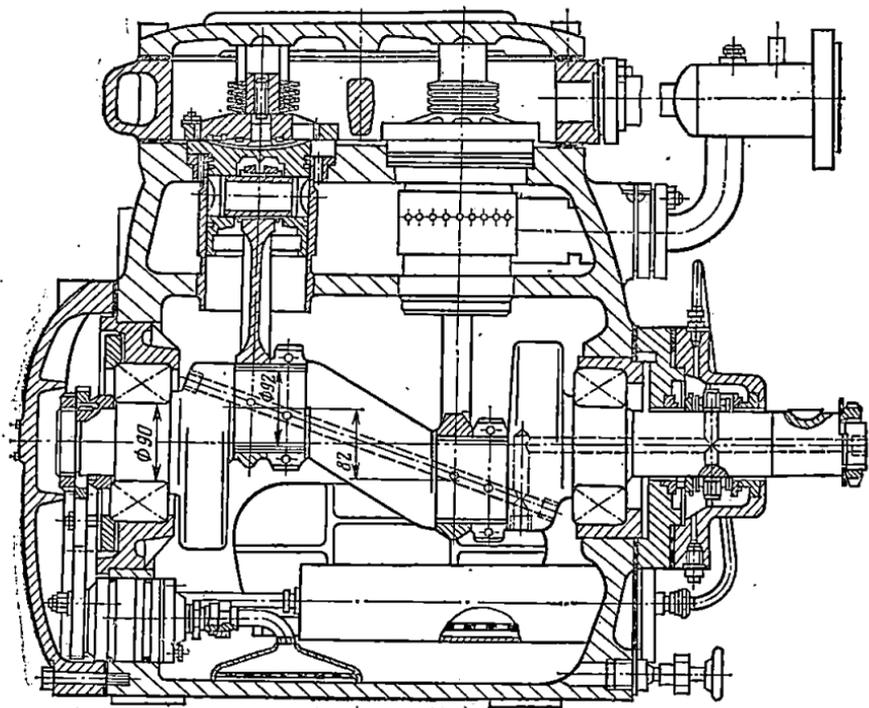


Рис. 44. Компрессор П110

в блок-картер). Верхний торец гильзы является седлом всасывающего клапана. Радиальные отверстия в гильзе уменьшают расход масла.

Всасывающие и нагнетательные клапаны однокольцевые, подпружиненные (рис. 45). Высота подъема всасывающей пластины для аммиака от 0,9 до 1,3 мм, а для R22 — от 1,7 до 2,1 мм. Регулировка производится с помощью прокладок под клапанами. Нагнетательный клапан в сборе прижат к корпусу всасывающего клапана буферной пружиной для защиты от гидравлического удара. Компрессоры могут иметь электромагнитные катушки, которые при подаче на них напряжения 124 В создают магнитный поток (показан стрелками), поднимают всасывающий клапан и удерживают его в открытом положении, что снижает производительность компрессора на 25 %. Такие электромагниты установлены в трех цилиндрах.

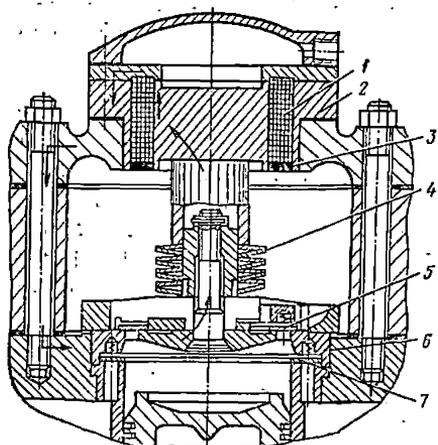


Рис. 45. Клапанная группа компрессора П110 с электромагнитным отжимом пластины всасывающего клапана: 1 — катушка; 2 — корпус катушки; 3 — втулка магнитопровода; 4 — буферная пружина; 5 — клапан нагнетательный; 6 — корпус всасывающего клапана; 7 — пластина

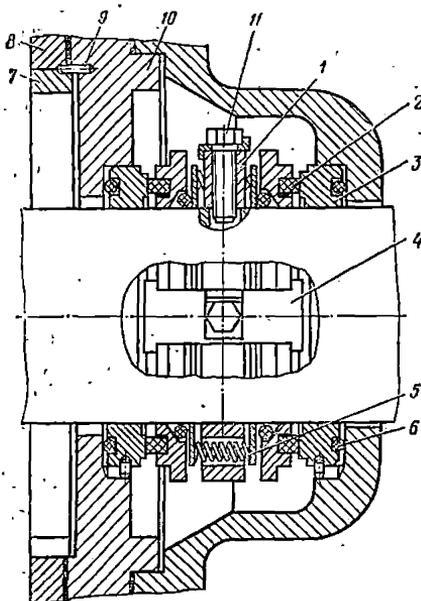


Рис. 46. Сальник компрессора П110: 1 — обойма; 2 — кольцо графитовое; 3 — кольцо стальное; 4 — планка; 5 — пружина; 6 — кольцо уплотнительное резиновое; 7 — стакан подшипника; 8 — блок картера; 9 — штифт; 10 — диск сальника; 11 — винт

Стальной штампованный коленчатый вал опирается на две опоры (подшипники качения). Шатуны стальные. Вкладыши из алюминиевого сплава.

Поршни литые из алюминиевого сплава с двумя компрессионными и одним малосъемным кольцом. Для уменьшения мертвого объема верхний торец поршня имеет специальную форму. Поршневые кольца из пластмассы (из термостабилизированного капрона). Линейный мертвый зазор — от 0,8 до 1,4 мм (около $0,01D$).

Сальниковое уплотнение (рис. 46) торцевого типа двустороннее, заполненное маслом. Уплотнение по торцам достигается парой трения сталь—графит. Подвижные кольца на валу уплотняются резиновыми кольцами круглого сечения.

Компрессор имеет предохранительный пружинный клапан, открывающийся при разности давлений нагнетания и всасывания $(17 \div 19) \cdot 10^5$ Па.

Смазка осуществляется под давлением от шестеренчатого насоса и частично за счет разбрызгивания. Давление масла должно быть больше давления в картере на $(2 \div 3) \cdot 10^5$ Па. В фильтр тонкой очистки встроены перепускной регулирующий клапан, поддерживающий требуемый перепад давлений. При уменьшении этой разности реле контроля смазки (поставляется с компрессором) отключает компрессор.

Для работы на хладоне-22 в картер компрессора встроены электронагреватель масла. Его включают после длительной стоянки компрессора, чтобы исключить вспенивание масла при пуске, вызывающее отказ маслонасоса.

Компрессор РБ90. Этот ротационный аммиачный пластинчатый бустер-компрессор входит в состав двухступенчатого агрегата АД90 (см. гл. 10). Принцип работы был показан на рис. 27.

Винтовые компрессоры. В корпусе 1 компрессора (рис. 47) размещены два ротора (винта) с зубчато-винтовыми лопастями. Ведущий ротор 2 приводится во вращение электродвигателем. Он имеет четыре выпуклых зуба. Через синхронизирующие шестерни 6 и 7 и давлением сжимаемого газа движение передается ведомому ротору 13 с шестью вогнутыми зубьями. Валы опираются на подшипники скольжения с баббитовой заливкой, а осевые усилия воспринимаются разгрузочным масляным поршнем 4 и радиально-упорными

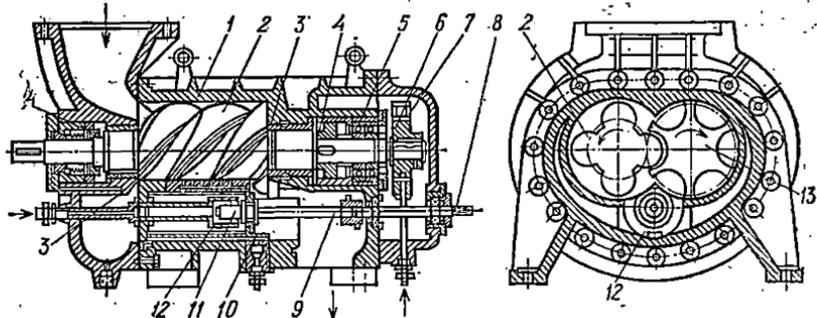


Рис. 47. Винтовой компрессор ВХ350:

1 — корпус; 2 — ведущий ротор; 3 — подшипники скольжения; 4 — разгрузочный поршень; 5 — упорный подшипник; 6 и 7 — синхронизирующие шестерни; 8 — валик; 9 — винт; 10 — шпонка; 11 — гайка; 12 — золотник; 13 — ведомый ротор; 14 — сальник

подшипниками. При вращении зубья роторов должны обкатываться, но не касаться друг друга. Для компрессора ВХ350 зазор между зубьями составляет от 0,05 до 0,17 мм. При меньших зазорах возможен стук и износ роторов, а при больших — снижается производительность компрессора. Для того чтобы величина зазоров не выходила за допустимые пределы, требуется точная обработка и сборка компрессора. Зазор между ротором и корпусом должен составлять 0,06—0,19 мм.

Пар поступает в винтовые впадины роторов, когда они сообщаются со всасывающим окном (с левого торца). Когда винтовые впадины при повороте отсекаются от всасывающего окна (точка А), пар начинает сжиматься, так как зубья одного ротора, входя во впадины другого ротора (точка В), уменьшают длину винтовой линии (рис. 48, а, б). При этом к моменту соприкосновения винтового объема с нагнетательным отверстием (точка В на правом торце) давление сжатия может оказаться больше (или меньше) давления во внешней нагнетательной системе, что приводит к некоторым потерям мощности. Оптимальным режим работы винтового (а также ротационных с пластинчатым ротором) компрессора будет тогда, когда внутренняя степень сжатия в компрессоре примерно равна отношению давлений нагнетания и всасывания. Всасывающие и нагнетательные клапаны в компрессоре отсутствуют.

Ведущий вал имеет сальниковое уплотнение 14, которое имеет одну пару трения графит—сталь (применяют сальники и с двумя парами трения). В полость сальника под давлением подается масло, которое стекает оттуда в полость всасывания.

Для уменьшения производительности компрессора (в целях регулирования температуры кипения и разгрузки при пуске) предназначен золотниковый регулятор. Золотник перемещается вдоль оси роторов, как бы увеличивая всасывающее отверстие. При этом отсечка винтового объема от всасывания, т. е. начало сжатия, начинается позже, что уменьшает объем всасываемого пара и внутреннюю степень сжатия. Этот способ достаточно экономичный и позволяет

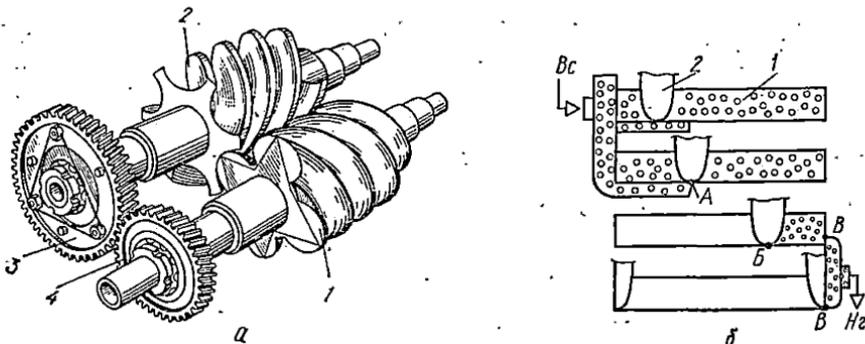


Рис. 48. Схема взаимодействия роторов (а) и движения пара (б):
1 — ведомый ротор; 2 — ведущий ротор; 3, 4 — синхронизирующие шестерни

изменять производительность компрессора от 100 до 10 %. Продольное перемещение золотника осуществляется посредством электропривода, а в некоторых конструкциях — гидравлическим поршнем под давлением масла. Включение электродвигателя золотника может быть ручным или автоматическим.

Винтовые компрессоры в принципе могут работать без смазки рабочей полости, так как роторы не соприкасаются друг с другом. Такие компрессоры называют сухими. Однако обычно применяют впрыскивание масла в рабочую полость, что позволяет уменьшить величину зазоров и охлаждать пар в процессе сжатия. Уносимое с паром масло отделяется в маслоотделителе, затем насосом подается в водяной охладитель и вновь поступает в компрессор. Это несколько усложняет схему машины, но улучшает условия работы компрессора. Винтовые компрессоры допускают работу влажным ходом (более безопасны, чем поршневые), но несколько менее экономичны (особенно при отклонении от расчетного режима) и более шумны. Серия выпускаемых у нас компрессоров рассчитана на разность давлений $17 \cdot 10^5$ Па. Они предназначены для стационарных и судовых установок.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Чем отличаются герметичные, бессальниковые и экранированные компрессоры от открытых? Каковы преимущества каждого из них?

2. В чем отличие прямоточных компрессоров от непрямоточных и в чем их преимущество?

3. Объясните принцип работы ротационного компрессора с катящимся ротором.

4. Нарисуйте эскизы всасывающих клапанов с язычковой, полосовой и кольцевой пластинками и сверьте их с рисунками в этой главе.

5. Нарисуйте схему принудительной смазки одного из компрессоров средней производительности.

6. Как осуществляется сжатие в винтовом компрессоре? Что такое внутренняя степень сжатия?

7. Сравните позиции 1—6 на изометрии (рис. 29) с позициями на разрезе и дайте их наименования.

Глава 8. ТЕПЛОБМЕННЫЕ И ЕМКОСТНЫЕ АППАРАТЫ. АРМАТУРА И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

§ 1. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В ТЕПЛОБМЕННЫХ АППАРАТАХ

Простейшим теплообменным аппаратом может служить трубка (рис. 49, а), внутри которой проходит жидкость или газ с температурой $t_{\text{в}}$, отличной от температуры наружной среды $t_{\text{н}}$. При $t_{\text{н}} > t_{\text{в}}$ теплоприток от среды идет к трубке. Количество теплоты Q , переданной через трубку площадью наружной поверхности F ,

$$Q = kF \Delta t,$$

где k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); Δt — средняя разность температур между средами, °С.

Величину, обратную k (т. е. $1/k$), называют тепловым сопротивлением R . Общее сопротивление равно сумме сопротивлений: при теплоотдаче от наружной среды к трубке ($1/\alpha_{\text{н}}$); через трубку ($\delta_{\text{ТР}}/\lambda_{\text{ТР}}$); от трубки к внутренней среде ($1/\alpha_{\text{в}}$), а при наличии дополнительных сопротивлений (например, при нарастании на трубке слоя водяного камня, различных загрязнений, инея, льда) — $\sum \delta_i/\lambda_i$:

$$1/k = 1/\alpha_{\text{н}} + \delta_{\text{ТР}}/\lambda_{\text{ТР}} + 1/\alpha_{\text{в}} + \sum_{i=1}^{i=n} \delta_i/\lambda_i,$$

где $\alpha_{\text{н}}$ и $\alpha_{\text{в}}$ — коэффициенты теплоотдачи соответственно со стороны наружной и внутренней поверхности, Вт/(м²·К); $\delta_{\text{ТР}}$ и δ_i — толщина соответственно трубки и отдельных слоев загрязняющих осадков, м; $\lambda_{\text{ТР}}$ и λ_i — коэффициенты теплопроводности соответственно металла трубки и различных осадков, Вт/(м·К).

Значения коэффициентов теплопроводности некоторых веществ приведены в табл. 16.

Значения коэффициентов теплоотдачи больше всего зависят от среды: со стороны жидкости α более чем в сто раз выше, чем со стороны газа. Большое влияние оказывает скорость движения жидкости или газа. Например, коэффициент теплоотдачи воды $\alpha = 3500 \div 4600$ Вт/(м²·К), воздуха при свободном движении $\alpha = 1,6 \div 12$ Вт/(м²·К), а при вынужденном движении (с вентилятором) $\alpha = 20 \div 60$ Вт/(м²·К).

Если коэффициенты теплоотдачи с двух сторон теплопередающей поверхности существенно различаются, то решающее влияние на значение общего коэффициента теплопередачи оказывает меньший

коэффициент теплоотдачи. Оребрение трубок со стороны меньшего α увеличивает значение k , отнесенное к неоребренной поверхности. Такое оребрение позволяет уменьшить длину труб, расход металла и габаритные размеры аппаратов.

Площадь наружной поверхности оребренных трубок (рис. 49, б) определяют как суммарную площадь поверхности гладких трубок и удвоенной поверхности всех ребер.

Существенно повысить коэффициент теплопередачи можно путем увеличения скорости движения омываемой среды, особенно со стороны более низких значений α . В аппаратах для охлаждения воздуха

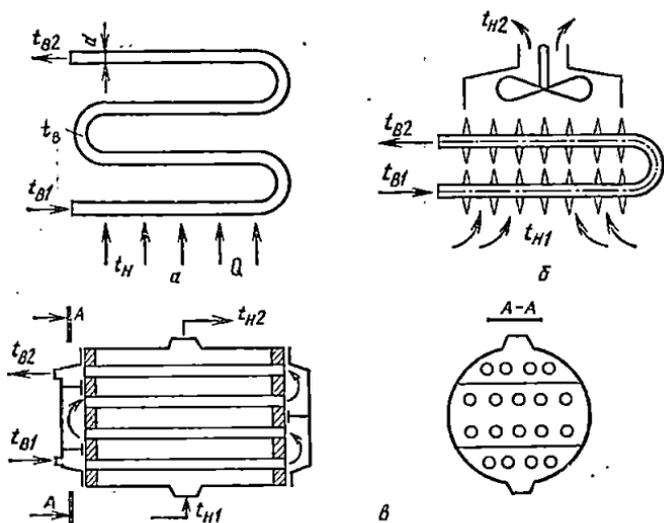


Рис. 49. Схемы теплообменных аппаратов:

а — змеевиковый; б — змеевиковый с оребрением и принудительной циркуляцией воздуха; в — кожухотрубный

(см. рис. 49, б) с этой целью ставят вентиляторы. Значение k при этом увеличивается в 4—5 раз. В кожухотрубных аппаратах (рис. 49, в), например в испарителях, делают перегородки в крышках, увеличивая число ходов хладонотенителя и соответственно уменьшая площадь проходного сечения. При двух перегородках в левой крышке получаем четыре хода, т. е. скорость увеличивается в четыре раза.

Средняя разность температур Δt при переменных значениях температур внутри аппарата и снаружи равна:

$$\Delta t = (\Delta t_1 - \Delta t_2) / 2,3 \lg (\Delta t_1 / \Delta t_2),$$

где $\Delta t_1 = t_{B1} - t_{H1}$ — разность температур между средами на входе в аппарат, $\Delta t_2 = t_{B2} - t_{H2}$ — на выходе.

Т а б л и ц а 16

Металл	λ , Вт/(м·К)	Осадки	λ , Вт (м·К)
Медь	301	Водяной камень	1,75
Алюминий	204	Лед	2,21
Латунь	111	Снеговая шуба	0,46
Сталь углеродистая	45	Смазочное масло	0,14

Графически (рис. 50) среднюю линию переменной температуры (например, t_n) надо провести так, чтобы заштрихованная площадь А (над средней прямой) и площадь Б (под средней прямой) были равны.

Если температурные напоры на входе в аппарат и на выходе из него незначительно различаются ($\Delta t_1/\Delta t_2 < 2$), то для приближенных вычислений можно пользоваться среднеарифметической разностью температур:

$$\Delta t_{ар} = (\Delta t_1 + \Delta t_2)/2.$$

Различие между $\Delta t_{ар}$ и Δt при этом не более $0,5^\circ\text{C}$.

При постоянных температурах сред

$$\Delta t = t_n - t_p.$$

Например, в испарителях, охлаждающих камеры, $\Delta t = t_{кам} - t_0$, в конденсаторах с воздушным охлаждением

$$\Delta t = t_n - t_{взд}.$$

При подборе испарителей и конденсаторов среднюю разность температур Δt принимают равной $3-5^\circ\text{C}$ для кожухотрубных аппаратов и $8-12^\circ\text{C}$ при охлаждении воздуха в камерах и конденсаторах с воздушным охлаждением. Если занижена площадь теплообменной поверхности при выборе аппарата или коэффициент теплопередачи уменьшился вследствие загрязнений и осадков при эксплуатации, средняя разность температур Δt возрастает. Для отвода необходимой теплоты в испарителях приходится поддерживать более низкую температуру кипения t_0 , а в конденсаторах растет температура конденсации t_n . С повышением t_n или снижением t_0 всего на 1°C расход электроэнергии увеличивается на $3-4\%$.

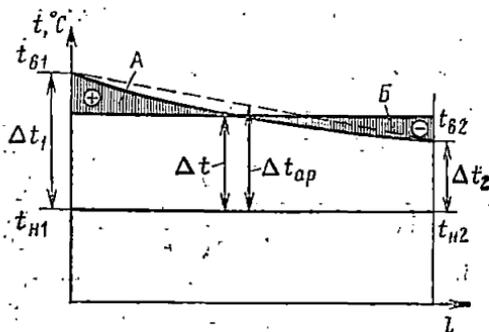


Рис. 50. К определению средней разности температур

§ 2. ИСПАРИТЕЛИ

Испаритель — это теплообменный аппарат, в котором кипящая при низкой температуре жидкость охлаждает воздух или жидкий хладоноситель (вода, рассол и пр.). Конструкция испарителя зависит от охлаждающей среды, свойств хладагента, необходимой холодопроизводительности, а также от температурных условий.

Испарители для охлаждения воздуха. Эти испарители называют также испарителями непосредственного охлаждения или испарительными батареями. Их подразделяют на испарители с естественной конвекцией воздуха и с принудительным движением воздуха (с вентилятором) — воздухоохладители.

В зависимости от способа подачи жидкого хладагента различают испарители сухие и затопленного типа.

В сухих испарителях жидкость подается сверху и, стекая вниз, заполняет поперечное сечение трубы примерно на $1/3$. Высота сег-

мента жидкости постепенно уменьшается, и на выходе из испарителя образуется сухой насыщенный пар. О степени заполнения таких испарителей жидкостью можно судить только по величине перегрева выходного пара (см. гл. 9 — *ТРВ*), так как постоянного уровня жидкости в нем нет.

В *затопленных испарителях* жидкость подается снизу и есть определенный уровень жидкости. В результате лучшей смачиваемости поверхности коэффициент теплопередачи затопленных испарителей на 30—50 % выше, чем у сухих, но хуже обеспечивается воз-

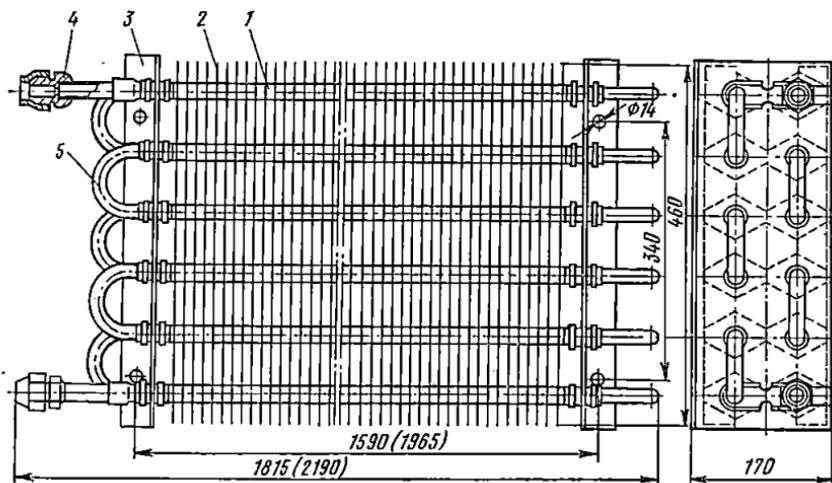


Рис. 51. Змеевиковый ребристотрубный испаритель типа ИРСН-10:

1 — медная труба диаметром 20×1 мм; 2 — ребро; 3 — стойка; 4 — штуцер; 5 — калач

врат масла в компрессор. Поэтому во фреоновых машинах чаще применяют сухие испарители. В аммиачных установках при параллельном питании нескольких испарительных батарей чаще применяют затопленные испарители, что облегчает равномерное распределение жидкости по батареям. Однако в последние годы начали применять и сухие испарители, поскольку они позволяют в 2—3 раза сократить количество заряжаемого в систему аммиака.

Для повышения эффективности испарительные батареи с наружной стороны обычно имеют оребрение. В малых фреоновых машинах широко применяют испарители типа И (в торговом оборудовании) и ИРСН или ИРСП — испарители ребристые сухого типа настенные или потолочные — для охлаждения небольших камер.

Ребристотрубные испарители (рис. 51) изготавливают из медных труб наружным диаметром 12, 16, 18 и 20 мм и толщиной стенки 1 мм. На пучок труб надеты плоские общие латунные ребра в форме вытянутого шестиугольника толщиной 0,4 мм. Контакт между ребрами и трубами достигается гидравлическим (под давлением) расширением труб с последующим цинкованием. Расстояние между ребрами 12,5 мм. Уменьшение шага могло бы увеличить охлаждаемую поверхность, но быстрое забивание ребер инеем (при температурах

кипения ниже 0 °С) требовало бы слишком частого оттаивания испарителей.

Площадь поверхности охлаждения испарителей ИРСН-10 и ИРСН-12,5 составляет соответственно 10 и 12,5 м². Вместимость 5 и 5,6 л. Входной и выходной штуцера имеют резьбу М27×2.

В *листочувных (панельных)* испарителях плоскость ребра расположена не перпендикулярно, а вдоль оси трубок. Для этого змеевик можно просто приварить к стальному листу. Такая панель в торговом оборудовании может служить одновременно и полкой для хранения продуктов, и внутренней стенкой, практически почти не занимая полезного объема шкафа или прилавка.

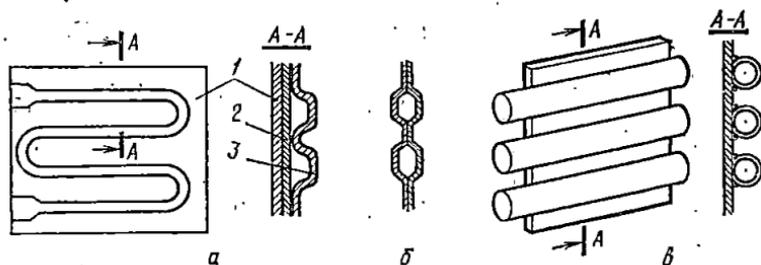


Рис. 52. Листочувные (панельные) испарители:

а — с односторонним каналом; б — с симметричным каналом; в — с приварными трубами

Панели листочувных испарителей изготовляют также из двух листов. Листы из коррозионно-стойкой стали или сплава алюминия со штампованным рисунком канала для хладагента складывают, и участки между каналами сваривают контактной сваркой. При изготовлении листочувных испарителей прокаткой на один из алюминиевых листов краской наносят рисунок каналов. После этого листы складывают и прокатывают на стане. Затем каналы под давлением жидкости деформируются, образуя симметричные каналы (рис. 52, б). Если необходимо, чтобы каналы имели одностороннюю деформацию, панели изготовляют из трех слоев металла (рис. 52, а): слоя нержавеющей стали 1 и двух алюминиевых, плоского 2 и деформированного 3.

Панельные испарители применяют и на *аммиачных установках*. Секция такого испарителя (рис. 52, в) состоит из стального листа толщиной 1,6 мм (900×1700 мм), к которому приварены три стальные трубы диаметром 38×3 мм. Из отдельных секций сваривают охлаждающие батареи, объединяя трубы жидкостным и паровым коллекторами. Недостаток их — большая металлоемкость и трудность оттаивания снеговой шубы.

Более широко применяют *аммиачные испарительные батареи* с *орезанными трубами*. Отдельные секции таких батарей состоят из стальных труб диаметром 38×2,5 или 38×3 мм со спиральными навитыми ребрами из стальной ленты толщиной 0,8—1 мм и шириной 45 мм с шагом 20 мм и 30 мм.

Применяют также *потолочные батареи с самоциркуляцией* (рис. 53) из оребренных труб диаметром 57×3,5 мм. Трубы нижнего ряда 5 установлены с подъемом в сторону калачей 6. Верхние оребренные трубы 4 имеют уклон от калачей 6 к паровому коллектору 3. Жидкий аммиак подается в нижний коллектор 1 и заполняет стояки 2 (уровнедержатели) и нижние трубы 5, пока уровень в них не сравняется с уровнем в паровом коллекторе 3, т. е. дойдет почти до калачей 6. Образовавшийся пар через калачи попадает в оребренные трубы и увлекает за собой жидкость. В верхних трубках аммиак продолжает кипеть, отнимая теплоту от камеры. Не успевшая испариться жидкость по стоякам 2 снова подается в нижний ряд труб, участвуя в циркуляции.

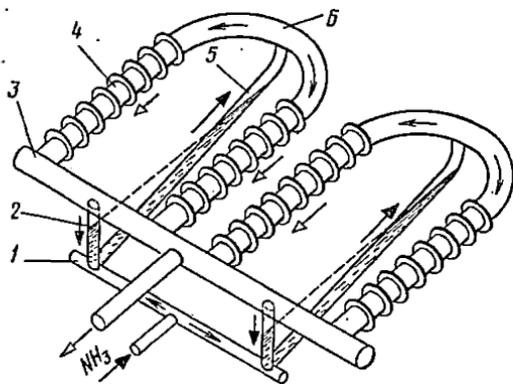


Рис. 53. Потолочная аммиачная батарея с самоциркуляцией

Батареи этого типа имеют малую вместимость. Отсутствие столба жидкости в верхних трубах не вызывает повышения температуры кипения. Их используют в низкотемпературных камерах.

Воздухоохладители имеют принудительную циркуляцию воздуха. Высокий коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, обусловленный большой его скоростью,

позволяет уменьшить поверхность охлаждения и сократить габаритные размеры аппарата. Кроме того, принудительная циркуляция обеспечивает более равномерное распределение температур в охлаждаемом оборудовании. Повышение скорости воздуха сокращает продолжительность охлаждения продуктов (например, напитков в бутылках, при замораживании мяса и др.), но увеличивает усушку продуктов.

Воздухоохладители используют в торговом оборудовании, в морозильных камерах, при хранении фруктов (там, где требуется интенсивная вентиляция воздуха), для кондиционирования воздуха, в низкотемпературных установках.

У воздухоохладителей большой производительности для уменьшения длины змеевиковых шлангов (при большой длине шлангов увеличиваются потери давления) делают параллельно несколько змеевиков. Для равномерного заполнения всех шлангов жидкостью удобнее нижняя подача (затопленные испарители). В низкотемпературных установках, где высота столба жидкости существенно повышает температуру кипения, применяют верхнюю подачу. А для равномерного распределения жидкости после ТРВ ставят специальные распределители жидкости («пауки»).

На рис. 54 для примера показан воздухоохладитель с коническим распределителем жидкости РЖ. Со стороны выхода шланги объединены общим всасывающим коллек-

тором: Выполнение воздухоохлаждителя с малым шагом ребер, что необходимо для компактности аппарата, вызывает быстрое нарастание снеговой шубы. Поэтому в воздухоохлаждителях обычно предусматривают возможность оттаивания инея электронагревателями или горячим паром. Для стока талой воды служат поддоны. В воздухоохлаждителях удлиненной формы ставят два вентилятора.

Испарители для охлаждения жидкостей. Простейший способ охладить жидкость — это поместить в нее змеевик с кипящим внутри хладагентом. Для улучшения теплоотдачи и во избежание намерзания жидкости на трубках змеевика желательнее заставить жидкость перемещаться. По этому принципу охлаждают рассол в *открытых аммиачных рассольных системах*. В бак с рассолом помещают несколько секций панельных испарителей и винтовой мешалкой обеспечивают скорость движения рассола в баке 0,5—0,8 м/с. Открытые испарители позволяют опускать в них льдоформы для приготовления пищевого льда. Недостаток открытых систем — попадание в рассол воздуха, что вызывает повышенную коррозию.

В *закрытых системах* вода или рассол находятся под давлением, создаваемым насосом, который прогоняет рассол через испаритель и подает его в рассольные батареи камер. В этих системах меньше коррозия и ниже расход электроэнергии, так как нет потерь давления при обратном сливе рассола в испаритель.

Наиболее широко применяют для закрытых систем кожухотрубные испарители.

Аммиачный кожухотрубный испаритель типа ИТГ (рис. 55) имеет две трубные решетки 2, приваренные к стальному кожуху (обечайке) 1. В отверстия решеток вставлены стальные гладкие цельнотянутые трубки 4. Герметичность соединения трубок с решеткой достигается развальцовкой (узел 1), благодаря которой металл трубок раздается и заполняет две кольцевые канавки в трубной решетке. К левой и правой трубным решеткам болтами прижаты крышки 3 и 6, прижимающие уплотнительную резину к кольцевой канавке решеток. Перегородки в крышках обеспечивают многоходовое движение рассола (4—8 ходов). Патрубки входа и выхода хладоносителя (В и Г) снабжены термометровыми гильзами 7. У крупных испарителей подача жидкого хладагента А осуществляется не в одной точке, а через распределительный коллектор 8. Испаритель заполняется жидким аммиаком при помощи реле уровня 9, которое открывает и закрывает соленоидный вентиль СВ, находящийся на регулирующей станции РС перед регулирующим вентилем РВ. Нормальное заполнение испарителя — примерно 80% по высоте

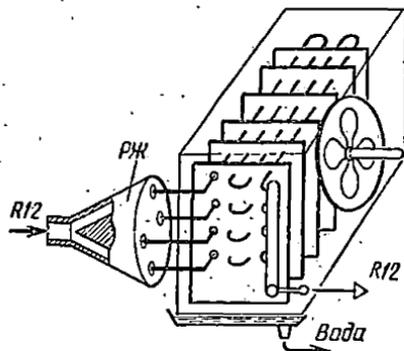


Рис. 54. Схема воздухоохлаждителя с коническим распределителем жидкости

(до 2—3 ряда трубок от верха), что соответствует перегреву пара 4—5 °С. Сухопарник 5 служит отделителем жидкости.

Испаритель снабжен предохранительным клапаном ПК для выпуска паров аммиака при давлении более $12 \cdot 10^5$ Па. На аппарате есть вентили для выпуска воздуха (Д и К), масла — И, рассола — Л, для подсоединения к манометру М заглушка Н для слива воды при гидравлическом испытании.

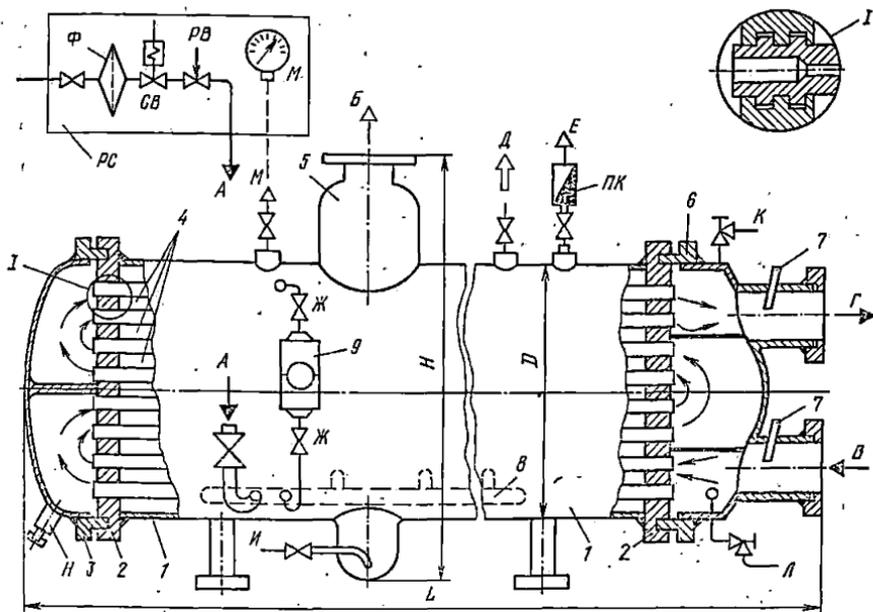


Рис. 55. Аммиачный испаритель типа ИТГ:

А — жидкий аммиак; Б — пар аммиака; В — отопленный рассол; Г — холодный рассол; Д — выпуск воздуха; Е — аварийный выпуск аммиака; Ж — вентили для подключения реле уровня (9) или указателя уровня; И — выпуск масла; К — выпуск воздуха; Л — слив рассола; М — к манометру; Н — штуцер спуска воды (при опрессовке); РС — регулирующая станция (Ф — фильтр, СВ — соленоидный вентиль, РВ — регулирующий вентиль, М — манометр); ПК — предохранительный клапан; 1 — кожух (обечайка); 2 — трубная решетка; 3, 6 — крышка; 4 — стальные трубки; 5 — сухопарник; 7 — термометровые гильзы; 8 — жидкостный коллектор (у крупных испарителей), 9 — реле уровня (ПРУ-5М)

Техническая характеристика выпускаемых аммиачных кожухотрубных испарителей приведена в табл. 17. Вместимость межтрубного пространства V_n , приведенная в табл. 17, позволяет определить количество заряжаемого в систему аммиака (плотность аммиака 0,6 кг/л).

Кожухотрубные фреоновые испарители (типа ИТР) по конструкции аналогичны аммиачным, но трубки не стальные, а медные, оребренные со стороны фреонов. Ребра на медных трубках выполняют накаткой, что увеличивает наружную поверхность трубок в 3—3,5 раза.

Заполнение фреоновых испарителей меньше, чем у аммиачных (0,5—0,6 высоты кожуха), поскольку из-за растворенного во фреоне масла при кипении фреон вспенивается. Испаритель может быть снабжен смотровым стеклом. Для уменьшения вместимости фреоно-

Аммиачные кожухотрубные испарители	Площадь наружной теплопередающей поверхности $F_{\text{н}}$, м ²	Длина корпуса L , мм	Диаметр обечайки $D_{\text{н}}$, мм	Высота H , мм	Вместимость межтрубного пространства $V_{\text{н}}$, м ³	Масса, кг
40ИТГ (32ИКТ) *	40	4510	500	1286	0,5	1 429
50ИТГ (40ИКТ)	50	3560	600	1470	0,52	1 574
63ИТГ (50ИКТ)	63	4560	600	1470	0,7	1 956
80ИТГ (65ИКТ)	80	5560	600 <td 1470	0,88	2 344	
125ИТГ (90ИКТ)	125	4650	800	1800	1,14	3 459
160ИТГ (110ИКТ)	160	5650	800	1800	1,58	4 144
200ИТГ (140ИКТ)	200	4780	1000	2060	2,1	5 395
250ИТГ (180ИКТ)	250	5780	1000	2060	2,64	6 493
ИНГ-315	300	6810	1000	2250	3	7 860
ИНГ-400	380	6900	1200	2490	5	10 180

* 32ИКТ — старое название испарителя 40ИТГ. Цифра в марках ИКТ указывает площадь внутренней поверхности трубок.

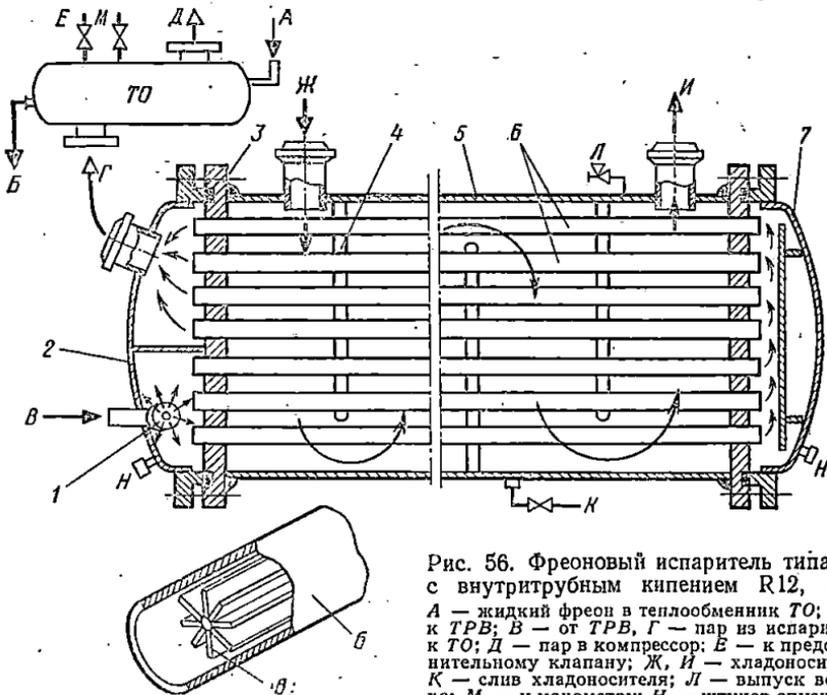


Рис. 56. Фреоновый испаритель типа ИТ с внутритрубным кипением R12, R22:

А — жидкий фреон в теплообменник ТО; Б — к ТРВ; В — от ТРВ, Г — пар из испарителя к ТО; Д — пар в компрессор; Е — к предохранительному клапану; Ж, И — хладоноситель; К — слив хладоносителя; Л — выпуск воздуха; М — к манометру; Н — штуцер спуска воды (при опрессовке); 1 — форсунка; 2 — крышка; 3 — трубная решетка; 4 — перегородки; 5 — обечайка; 6 — медные трубки; 7 — крышка; 8 — алюминиевый сердечник

Основные показатели	Испарители			
	ИТ20	ИТ30	ИТ45	ИТ65
Площадь теплопередающей поверхности F_n , м ²	22,4	28,8	47,5	66
Длина корпуса L , мм	3600	3622	3744	3744
Обечайка D_{II} , мм	377	426	516	616
Число труб	128	164	270	375
Вместимость, л				
труб	49	67	109	146
межтрубного пространства	181	236	235	489
Площадь поверхности теплообмена, м ²	6,3	6,3	7,7	7,7
Масса, кг	1313	1450	2055	2120

вой системы в последнее время начали применять испарители с кипением хладагента внутри труб (рис. 56). Кроме того, такая конструкция устраняет опасность разрыва труб из-за замерзания рассола внутри труб, что позволяет охлаждать воду в установках кондиционирования воздуха не до 6—7 °С, а до 1—2 °С.

Для повышения интенсивности теплоотдачи со стороны кипения R12 и R22 в медные трубки 6 запрессовывают алюминиевый сердечник, что увеличивает внутреннюю поверхность в 2,6 раза. Интенсивность теплоотдачи со стороны рассола обеспечивается поперечным обтеканием рассолом пучка труб 6 перегородками 4, которые увеличивают путь рассола в 15—19 раз.

Жидкий хладагент после ТРВ поступает в патрубок В. Форсунки 1 (цилиндрики с радиальными отверстиями) служат для разбрызгивания парожидкостной смеси и равномерного распределения ее по трубам. Теплообменник ТО, на рисунке показанный отдельно, крепится сбоку к кожуху испарителя.

Техническая характеристика фреоновых испарителей с кипением внутри труб приведена в табл. 18.

В низкотемпературных установках высота столба жидкости в кожухотрубном испарителе повышает температуру кипения. Например, столб жидкого R22 высотой 300 мм повышает t_0 с —70 до —66,5 °С. Поэтому для низкотемпературных машин перспективны *испарители с рециркуляцией хладагента* (рис. 57, а). Рециркуляцию можно осуществить с помощью эжектора 1, который одновременно служит и дроссельным органом (заменяет РВ). При большой скорости жидкости, поступающей из конденсатора в сопло эжектора, в камере смешения (точка А) создается разрежение, и неиспарившаяся жидкость подсасывается из испарителя эжектором и снова через коллектор 2 разбрызгивается на трубки.

Аналогично осуществляется рециркуляция хладагента в кожухозмеевиковом испарителе (рис. 57, б). В отличие от кожухотрубного этот аппарат имеет одну трубную решетку и трубки не прямые, а U-образные. При низких температурах это устраняет напряжения,

которые создаются в кожухотрубных аппаратах из-за разного коэффициента линейного расширения трубок и кожуха. Недостаток испарителей с рециркуляцией — трудность обеспечения возврата масла в компрессор.

В испарителях для охлаждения напитков в торговых автоматах применяют двухзмеевиковые испарители: в одном кипит фреон, по другому течет вода. Для лучшего контакта прижатые друг к другу змеевики припаивают цинком.

Другая схема охлаждения — передача теплоты через промежуточную среду. Два змеевика помещают в форму и заливают алю-

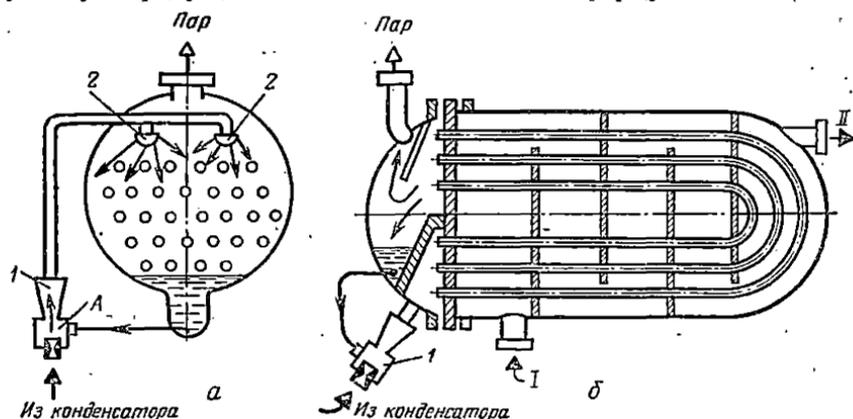


Рис. 57. Испарители с рециркуляцией хладагента с помощью эжектора: *a* — кожухотрубный; *b* — кожухозмеевиковый с внутритрубным кипением; 1 — эжектор; 2 — коллекторы с форсунками

минием. Когда алюминий застывает, два змеевика с промежуточной средой образуют одно целое.

Расчет испарителей. Требуемая площадь поверхности испарителя из формулы

$$F = Q / (k \Delta t),$$

где Q — теплоприток в камеру, Вт.

Средняя разность температур для непосредственного охлаждения $\Delta t = t_{\text{кам}} - t_0$. Значение ее принимают равным 6—10 °С, а для малых фреоновых установок 8—15 °С. Современная тенденция — принимать меньшие значения Δt , что требует увеличения поверхности испарителей, но позволяет повысить температуру кипения t_0 , т. е. сократить расход электроэнергии. Для рассольных испарителей охлаждение рассола в испарителе $t_{p2} - t_{p1}$ принимают равным 2—3 °С, а среднюю разность температур — 4—7 °С. Большие значения принимают для фреоновых испарителей, чтобы сократить расход цветного металла (медных трубок).

Значение коэффициентов теплопередачи можно выбрать по табл. 19.

Расход хладоносителя, по которому подбирают насосы, определяют по формуле

$$V_p = Q_n / [c_p \rho_p (t_{p2} - t_{p1})],$$

Тип испарителя и рассольных батарей	Хладагент	Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м ² ·К)
Для охлаждения воздуха		
Испарители типа ИРСН	R12	3—6
» листотрубные	R12	11—14
Аммиачные и рассольные батареи	R717	
гладкотрубные	или рассол	7—12
оробренные пристенные		3—4,6
» потолочные		4—5,6
Воздухоохладитель ребристый (при скорости воздуха 3—5 м/с)	R717	12—17
То же, гладкотрубный	R717	
при движении воздуха вдоль труб		17—20
» » » поперек труб		30—35
Для охлаждения жидкостей		
Кожухотрубные испарители	R717	460—580
» » »	R12	230—350
» » »	R22	350—400
Панельные »	R717	460—580
Кожухотрубные испарители с внутритрубным кипением	R22	290—1000

где V_p — расход хладонотителя, м³/с; $Q_{из}$ — нагрузка на испаритель, равная теплопритоку в камеру Q_T ; c_p — удельная теплоемкость рассола, кДж/(кг·К); ρ_p — плотность рассола, кг/м³; $t_{pa} - t_{pi}$ — разность температур рассола на входе в испаритель и на выходе из него, принимаемая равной 2—3 °С.

Аналогично подсчитывают и расход воздуха через воздухоохладитель.

§ 3. КОНДЕНСАТОРЫ

Конденсатор — это теплообменный аппарат, в котором горячий пар, поступающий из компрессора, охлаждается и конденсируется за счет отвода тепла воздухом или водой.

Конденсаторы с воздушным охлаждением. В домашних холодильниках применяют конденсаторы с естественной циркуляцией воздуха (в домашних холодильниках важно отсутствие шума, который создает вентилятор). По конструкции это может быть листотрубный аппарат из двух алюминиевых листов, у которых в результате прокатки под давлением образованы каналы (как у листотрубных испарителей). Применяют и змеевиковые конденсаторы с ребрами из стальной проволоки или приваренные к железному листу.

В торговом холодильном оборудовании применяют ребристые конденсаторы (рис. 58) с принудительной циркуляцией воздуха (от вентилятора). Нижняя часть конденсатора соединена с ресивером 3, в котором собирается образовавшаяся жидкость. Поэтому трубки 2 не переполняются жидкостью, вся их поверхность используется для отвода теплоты от пара. На ресивере предусмотрены жидкостный вентиль и фильтр.

Конденсаторы с воздушным охлаждением применяют в машинах холодопроизводительностью до 12 кВт, особенно в районах, где недостаточно воды. Для более крупных машин они слишком громоздки.

Конденсаторы с водяным охлаждением. По конструкции они сходны с кожухотрубными и кожухозмеевиковыми испарителями. Аммиачные конденсаторы типа КТГ имеют стальные трубки, развальцованные в трубных решетках, по которым благодаря перегородкам в боковых крышках вода делает несколько ходов. В межтрубном пространстве охлаждается и конденсируется пар, нижняя часть конденсатора (примерно 20 % объема) трубок не имеет и служит для сбора жидкости. Более крупные конденсаторы снабжаются отдельным ресивером. Арматура такая же, как и у испарителей. Дополнительно имеется штуцер для соединительной паровой линии с ресивером, что облегчает сток конденсата в ресивер. Предохранительный клапан рассчитан на начало открытия при $18 \cdot 10^5$ Па. Предусмотрен указатель уровня.

Градиция конденсаторов типа КТГ рассчитана на площадь поверхности охлаждения от 25 до 400 м². В новых обозначениях цифра в марке указывает на площадь наружной поверхности трубок, в старых — внутренней. Например, конденсатор 25КТГ раньше обозначали 20КТГ.

Кожухотрубные конденсаторы для фреонов в отличие от аммиачных имеют медные трубки, оребренные со стороны фреона. Ребра бывают в виде стальных листов, надетых на трубы, или накатные. В кожухотрубных конденсаторах для малых фреоновых машин (с площадью поверхности 2—3 м²) вместо предохранительного клапана иногда ставят плавкую пробку, которая при 70 °С расплавляется, выпуская жидкий хладон-12 в атмосферу.

Для более крупных установок в целях экономии площади выпускают вертикальные кожухотрубные конденсаторы типа 50—250 КВ. По трубам диаметром 57×3,5 мм вода стекает вниз. На входе трубки имеют колпачки с винтовой нарезкой, которая направляет воду по стенкам труб. Аммиак подается в верхнюю часть межтрубного пространства и, конденсируясь, стекает по наружным стенкам труб.

На конденсаторе и ресивере имеется по два предохранительных клапана, укрепленных на трехходовом вентиле. Таким образом, перекрыть можно только один клапан (требующий ремонта), а другой остается в работе.

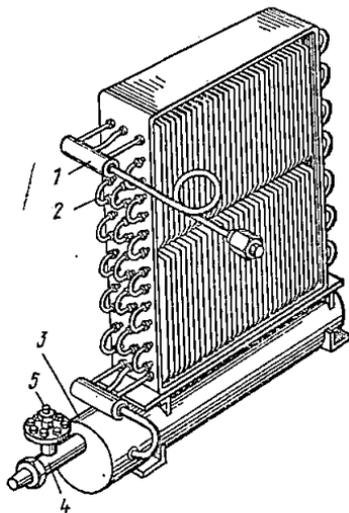


Рис. 58. Конденсатор с воздушным охлаждением:

1 — входной коллектор; 2 — медные трубки; 3 — ресивер; 4 — жидкостный вентиль; 5 — фильтр.

Трубы кожухотрубных конденсаторов очищают от водяного камня металлическими щетками («ершами»). Применяют также промывку труб 15—25 %-ным раствором соляной кислоты с добавкой ингибитора ПБ-5, нейтрализующего кислотное воздействие на металл и предохраняющего трубки конденсатора от разведения.

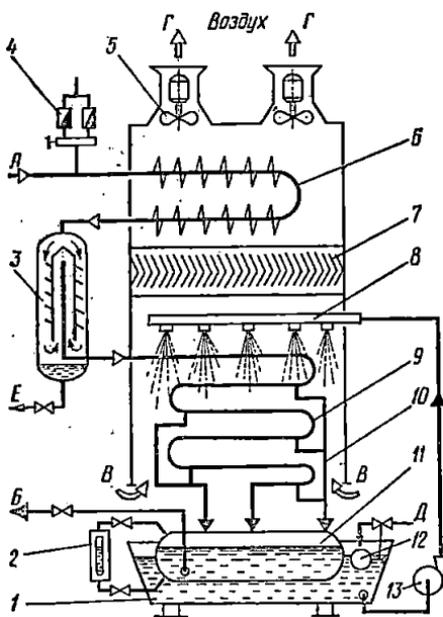


Рис. 59. Испарительный конденсатор:
 1 — водосборник; 2 — указатель уровня; 3 — маслоотделитель; 4 — предохранительные клапаны; 5 — вентилятор; 6 — форконденсатор; 7 — отбойники для воды; 8 — коллектор с форсунками; 9 — гладкотрубный змеевик; 10 — дополнительные трубки отвода жидкости; 11 — ресивер; 12 — поплавковый регулятор; 13 — насос; А — горячий пар из компрессора; В — жидкий аммиак; В, Г — вход и выход воздуха; Д — добавка свежей воды; Е — выпуск масла, в маслоотделитель

плавающим регулятором 12. Форконденсатор 6 служит для предварительного охлаждения горячего пара, что улучшает отделение масла в маслоотделителе.

Такие конденсаторы находят все более широкое применение на крупных установках, особенно в районах, где недостаточно воды.

Расчет и подбор конденсаторов. Требуемая площадь поверхности конденсатора

$$F = Q_K / (k \Delta t),$$

где Q_K — тепловая нагрузка на конденсатор, Вт.

В теоретическом цикле

$$Q_K = M_{\text{км}} q_{\text{к}}^{\text{н}}$$

Оросительные конденсаторы.

Их выполняют в виде плоских змеевиков, орошаемых снаружи водой, и устанавливают в местах, хорошо продуваемых воздухом. Теплота отводится в результате частичного испарения воды. Оставшаяся вода стекает через поддоны в бак и насосом вновь подается для орошения. В этих конденсаторах расход воды все-таки сравнительно велик, так как с воздухом уносится и неиспарившаяся вода. Бак пополняется свежей водой.

Испарительные конденсаторы. В этих конденсаторах, как и в оросительных, теплота от аммиака отводится в результате испарения воды, но трубки конденсатора смонтированы в закрытом кожухе (рис. 59), что позволяет создать принудительное движение воздуха для улучшения теплопередачи, а для уменьшения уноса капель воды установить отбойники 7. Расход свежей воды примерно в 50 раз меньше, чем в оросительных конденсаторах. Добавление воды регулируется по-

Конденсаторы	Хладагент	Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м ² ·К)
Воздушного охлаждения		
с естественной циркуляцией воздуха	R12	6—10
с принудительной циркуляцией воздуха	R12	25—35
Водяного охлаждения		
кожухотрубные КТГ	R717	800—1000
то же	R12, R22	460—580
кожухотрубные вертикальные	R717	800
Водовоздушного охлаждения		
оросительные	R717	700—900
испарительные	R717	400—600

где $M_{\text{км}}$ — количество пара; подаваемое компрессором, кг/с, а q_k — удельная тепловая нагрузка на конденсатор, равная разности энтальпий входящего пара и выходящей жидкости, Дж/кг.

В действительном цикле с учетом потерь при сжатии

$$Q_k = Q_0 + N_i,$$

где Q_0 и N_i — соответственно холодопроизводительность и индикаторная мощность компрессора при рабочих условиях. Для двухступенчатых машин Q_k определяется аналогично (см. § 3 гл. 6).

Значение коэффициентов теплопередачи k можно принять по табл. 20.

Среднюю разность температур для конденсаторов с воздушным охлаждением $\Delta t = t_k - t_{\text{вз}}$ можно принять равной 10—12 °С. Для кожухотрубных конденсаторов нагрев воды в конденсаторе $t_{\text{вд}2} - t_{\text{вд}1}$ принимают равным 2—3 °С при обратном водоснабжении и 6—8 °С в случае использования городской воды, что при температуре конденсации $t_k = t_{\text{вд}2} + (3 \div 5) \text{ °С}$ соответствует средней разности температур — примерно 5 и 7 °С. Такую же среднюю разность температур можно принять и для конденсаторов с водовоздушным охлаждением.

Расход охлаждающей воды или воздуха в (м³/с)

$$V_{\text{вд}} = Q_k / [c\rho (t_{\text{вд}2} - t_{\text{вд}1})],$$

где Q_k — нагрузка на конденсатор, кВт; c — удельная теплоемкость, кДж/(кг·К); для воды $c = 4,19$, для воздуха $c = 1$; ρ — плотность, кг/м³; для воды $\rho = 1000$, для воздуха (при $t = 20 \div 35 \text{ °С}$) $\rho = 1,2 \div 1,15$.

Для оросительных конденсаторов расход циркулирующей воды на 1 м² поверхности принимают: $G_{\text{ц}} = 0,6 \div 0,8 \text{ м}^3/\text{ч}$; добавление свежей воды $G_{\text{св}} = 30 \% G_{\text{ц}}$.

Для испарительных конденсаторов: $G_{\text{ц}} = 0,2 \text{ м}^3/\text{ч}$, а $G_{\text{св}} = 0,004 \text{ м}^3/\text{ч}$.

§ 4. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ТЕПЛОБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Кроме испарителей и конденсаторов в холодильных машинах применяют теплообменные аппараты, которые повышают эффективность установок. К ним относятся различные теплообменники, переохладители, промежуточные сосуды, конденсаторы-испарители, отделители воздуха и градирни.

Переохладители жидкости и теплообменники. Переохлаждение жидкости перед *PB* увеличивает удельную холодопроизводительность хладагента q_0 и позволяет транспортировать жидкость высокого давления на значительные расстояния без образования пара, что не нарушает нормальной работы *PB* или автоматических регуляторов заполнения испарителя.

В аммиачных машинах часто применяют переохладитель «труба в трубе» (рис. 60, а). По внутренней трубе диаметром 38×2 проходит вода, температура которой на входе $t_{вд1}$ должна быть хотя бы на $10-12^\circ\text{C}$ ниже температуры поступающего из конденсатора (или ресивера) аммиака $t_{а1}$. Жидкий аммиак, проходя между внешней трубой 1 диаметром $57 \times 3,5$ и внутренней 2, охлаждается и по патрубку 3

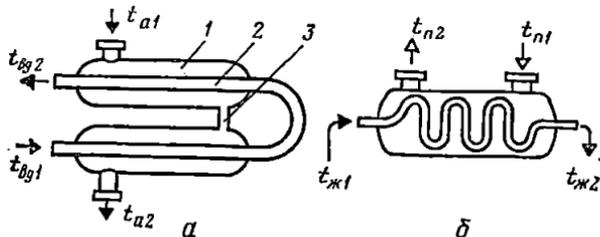


Рис. 60. Аппараты для переохлаждения жидкого хладагента: а — переохладитель аммиака (водой); б — фреоновый теплообменник

переходит в следующий сектор. Площадь поверхности переохладителя F выбирают так, чтобы недорекуперация на холодном его конце (разность $\Delta t_x = t_{а2} - t_{вд1}$) была бы $5-6^\circ\text{C}$:

$$F = Q_{по} / (k \Delta t),$$

Тепловая нагрузка переохладителя (в Вт)

$$Q_{по} = M (h_1 - h_2),$$

где M — количество поступающего в переохладитель аммиака, кг/с; h_1 и h_2 — энтальпия его на входе и выходе, Дж/кг.

Коэффициент теплопередачи от жидкости к жидкости достаточно высокий: $k = 600-700$ Вт/(м²·К).

Для определения средней разности температур Δt надо знать температуру воды на выходе $t_{вд2}$. Практически расход воды подбирают так, чтобы нагрев ее ($t_{вд2} - t_{вд1}$) равнялся бы $2-3^\circ\text{C}$. Тогда

$$\Delta t = (\Delta t_T - \Delta t_x) / [2, 3 \lg (\Delta t_T / \Delta t_x)],$$

где $\Delta t_T = t_{а1} - t_{вд2}$ — разность температур на теплом конце переохладителя; а $\Delta t_x = t_{а2} - t_{вд1}$ — на холодном конце.

В теплообменнике переохлаждение жидкости высокого давления осуществляют не водой, а паром, идущим из испарителя к компрессору. При этом во фреоновых машинах подогрев пара улучшает еще работу компрессора (см. § 2 гл. 4). В кожухозмеевиковом фреоновом теплообменнике (рис. 60, б) жидкий хладагент из конденсатора к *PB* идет по трубчатому змеевику, а пар из испарителя поступает в кожух со стороны выхода жидкости и выходит с теплой стороны ($t_{п2}$) в компрессор.

Требуемая площадь поверхности теплообменника

$$F = Q_{то} / (k \Delta t).$$

Тепловая нагрузка на теплообменник

$$Q_{то} = M (h_{ж1} - h_{ж2}),$$

где M — массовый расход проходящей через ТО жидкости, кг/с; $h_{ж1}$ и $h_{ж2}$ — энтальпия жидкости на входе в теплообменник и на выходе из него.

Площадь поверхности F подбирают так, чтобы недорекуперация на теплом конце $\Delta t_T = t_{ж1} - t_{п2}$ была бы $15-20^\circ\text{C}$. Зная температуру выходящего пара $t_{п2}$ и его давление p_0 , по диаграмме находим его энтальпию $h_{п2}$. Затем из теплового баланса теплообменника находим энтальпию жидкости на выходе:

$$h_{ж2} = h_{ж1} - (h_{п2} - h_{п1})$$

и по диаграмме находим $t_{ж2}$.

Среднюю разность температур находим, как и для переохладителя, приняв $\Delta t_T = 15 \div 20^\circ\text{C}$, а $\Delta t_x = t_{ж2} - t_{п1}$. Можно принять $t_{п1} \approx t_0$.

Коэффициент теплопередачи от жидкости к пару меньше, чем, от жидкости к жидкости. Значение $k = 100 \div 200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Конструкции теплообменников весьма различны. В домашних холодильниках, например, просто припаивают всасывающую трубку к жидкостной (капиллярной). В низкотемпературных прилавках делают теплообменник «труба в трубе», изгибая его для компактности в виде спирали. На крупных машинах теплообменники часто выполняют просто в виде кожухотрубных аппаратов. Значение k у них примерно такое же, как и у кожухозмеевиковых.

Промежуточные сосуды. Эти аппараты применяют в двухступенчатых установках как промежуточную емкость и для охлаждения горячего пара, поступающего после сжатия компрессором первой ступени. Они могут также иметь змеевик для переохлаждения жидкого аммиака высокого давления.

Поступающий пар аммиака A (рис. 61) пробулькивает через жидкий аммиак, который поступает в сосуд через патрубок B после дросселирования в $2PB$ до промежуточного давления $p_{пр}$. Аммиак кипит при температуре $t_{пр}$, соответствующей давлению $p_{пр}$, охлаждая горячий пар. Здесь применяют контактный способ охлаждения пара, т. е. непосредственный контакт между ним и жидкостью. Охлажденный и образовавшийся пар отсасывают компрессором второй ступени (B). Отбойники 2 в кожухе 1 препятствуют уносу капель жидкого аммиака.

К патрубкам 4 подсоединяется колонка с реле уровня (см. гл. 9). $1PY$ поддерживает уровень в сосуде, открывая и закрывая соленоидный вентиль CB на линии подачи жидкости, а $2PY$ и $3PY$ служат для аварийного отключения компрессора второй ступени в случае переполнения сосуда. По обмерзанию стальной трубки 5 можно судить об уровне жидкого аммиака.

Змеевик 3 в сосудах типа $ПС_3$ служит для переохлаждения жидкого аммиака, поступающего от конденсатора (Γ) к регулирующему вентилю (D) перед испарителем (IPB). Коэффициент теплопередачи змеевика $k = 700 - 900 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Подбирают промежуточные сосуды по диаметру выходного патрубка (B). Поверхность змеевика (40, 80, 100, 120 и 600 м^2) обеспечивает охлаждение жидкого аммиака до температуры, превышающей $t_{пр}$ на $3 - 4^\circ\text{C}$.

Промежуточные сосуды ПСГ-90 и ПСГ-250 не имеют змеевика. Они предназначены только для охлаждения пара после первой ступени. По конструкции это горизонтальные кожухотрубные аппараты.

Конденсаторы-испарители КД-И. Эти аппараты применяют в каскадных установках. Для конденсации хладагента высокого давления (нижнего каскада, например R13, используя не воду, а кипящий хладагент верхнего каскада (например, R22).

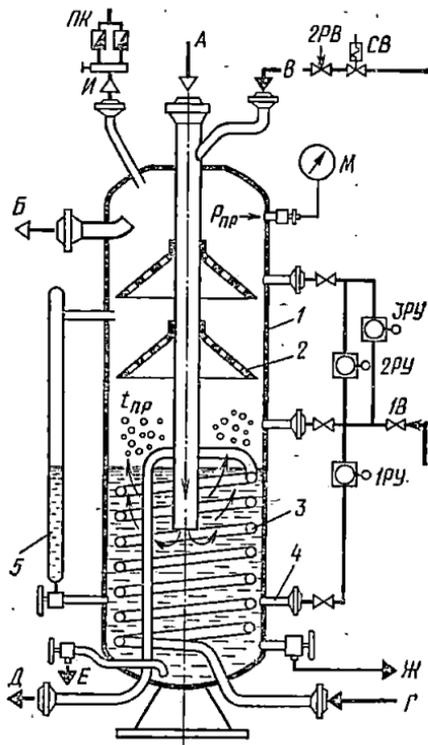


Рис. 61. Промежуточный сосуд типа $ПС_3$:

1 — кожух; 2 — отбойник жидкости; 3 — змеевик переохладителя аммиака; 4 — патрубки (3 шт.) для присоединения колонки с реле уровня ($1PY - 3PY$); 5 — указатель уровня; A — пар от компрессора первой ступени; B — пар к компрессору второй ступени; B — жидкий аммиак для охлаждения; Γ — аммиак из конденсатора; D — к IPB и далее в испаритель; E — выпуск масла; $Ж$ — выпуск аммиака; $И$ — к предохранительным клапанам $ПК$

По конструкции это кожухотрубные или кожухозмеевиковые аппараты, в которых конденсация происходит внутри трубок, поскольку вместимость их меньше, чем у межтрубного пространства.

Отделители воздуха. В холодильных машинах с низкой температурой кипения давление всасывания может быть ниже атмосферного. Из-за неплотностей соединений в систему может попасть воздух. Он собирается в верхней части конденсатора и ресивера, повышая общее давление.

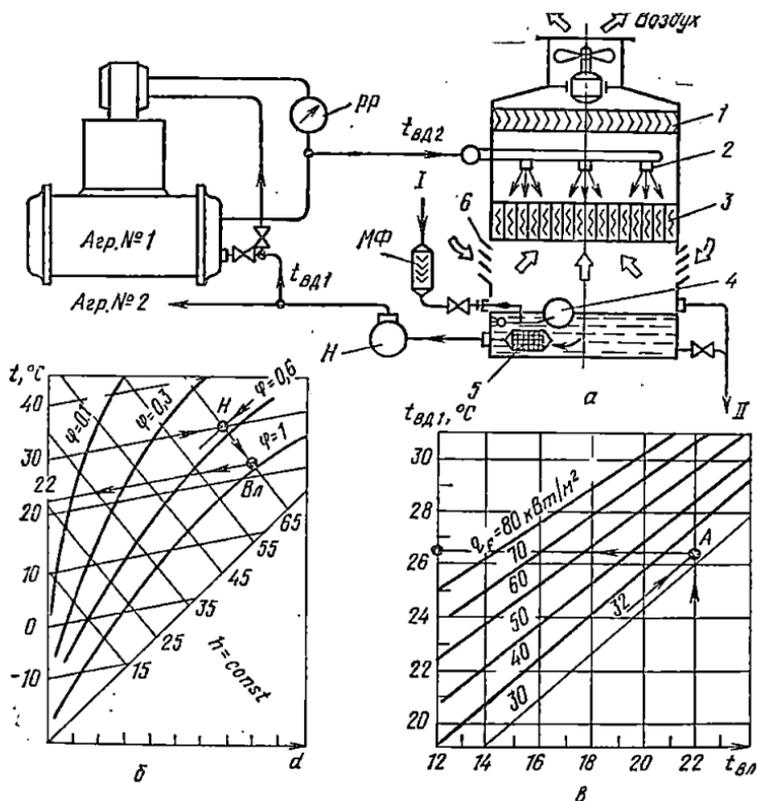


Рис. 62. Обратное водоснабжение:

a — градирия типа ГПВ и схема ее включения: *I* — добавление свежей воды; *II* — слив воды в канализацию; *H* — насос; *РР* — реле расхода; *МФ* — магнитный фильтр; *б* — к определению температуры влажного термометра $t_{вд}$; *в* — зависимость температуры воды на выходе из градирии $t_{вд1}$ от $t_{б0}$

Простейший отделитель воздуха — это конденсатор-испаритель типа «труба в трубе». Его применяют в аммиачных установках, устанавливая над ресивером. Смесь воздуха с парами аммиака из ресивера подается в межтрубное пространство, где охлаждается аммиаком, который кипит во внутренней трубке при низком давлении (как в обычном испарителе). Пар аммиака высокого давления конденсируется, жидкость стекает обратно в ресивер, а оставшийся воздух периодически выпускается в сосуд с водой. Вода растворяет оставшийся пар аммиака, а воздух, пробулькивая, выходит в атмосферу.

На крупных аммиачных установках применяют автоматические воздухоотделители типа АВ-2 и АВ-4. У них поплавковыми регуляторами регулируется заполнение испарительной части, а при повышении давления отделенного воздуха автоматически открывается клапан выпуска воздуха (в сосуд с водой).

В малых и средних фреоновых установках воздух обычно периодически удаляют вручную из верхней части системы (например, с тройника нагнетательного вентиля), так как воздух легче паров фреонов.

Градири. На крупных и средних установках и даже для группы малых для экономии воды применяют систему оборотного водоснабжения: отепленная вода из конденсатора не сливается в канализацию, а поступает в брызгальный бассейн или в градирию, где в результате частичного испарения охлаждается на 2—3 °С и вновь подается насосами в конденсатор. В градириях в отличие от брызгального бассейна есть насадка в виде деревянных решеток либо полихлорвиниловых пластин, что увеличивает поверхность соприкосновения капель воды с воздухом. Современные градири имеют вентиляторы для принудительной циркуляции воздуха, что резко сокращает их габариты.

Рассмотрим работу градирии типа ГПВ (градирия пленочная вентиляционная). Вода, нагреваясь в конденсаторе на 2—3 °С, с температурой $t_{вд2}$ поступает в коллектор с форсунками 2 (рис. 62, а) и, разбрызгиваясь, орошает насадку 3. Поперечные ребра на полихлорвиниловой ленте образуют вертикальные каналы, по которым вода стекает в водосборник, охлаждаясь в результате частичного испарения. Воздух засасывается вентилятором через жалюзи б и, проходя через насадку навстречу воде, интенсифицирует процесс испарения. Чтобы уменьшить унос воды, установлен отбойник 1. Из водосборника вода, охлажденная до температуры $t_{вд1}$, через фильтр 5 насосом H подается в конденсаторы и водяные рубашки компрессоров всех агрегатов. При уменьшении уровня воды в водосборнике поплавки 4 опускаются, увеличивая подачу свежей воды. Магнитный фильтр $M\Phi$ смягчает воду.

Объемный расход циркулирующей воды $V_{вд}$ равен расходу воды через конденсатор (§ 3 гл. 8). На охлаждение этой воды на 2—3 °С за счет испарения расходуется примерно 1 % от $V_{вд}$. А уносится с воздухом от 3 до 10 % (в зависимости от конструкции градирии), в брызгальных бассейнах — до 30 %.

Характеристика градирен типа ГПВ приведена в табл. 21.

Цифра в марке указывает расчетную тепловую нагрузку градирии (тыс. ккал/ч). При подборе градирии надо знать расчетные параметры наружного воздуха: температуру t_n и летнюю относительную влажность ϕ . В районах с сухим климатом ($\phi = 0,2 \div 0,3$) градирии работают значительно эффективнее, чем при влажном климате ($\phi = 0,6 \div 0,65$). По $t-d$ -диаграмме для влажного воздуха (рис. 62, б) находим точку H на пересечении изотермы t_n и ϕ (для Москвы

Т а б л и ц а 21.

Показатели	ГПВ-20	ГПВ-40	ГПВ-80	ГПВ-160	ГПВ-320
Нагрузка Q_n , кВт	23	46	93	186	370
Площадь поперечного сечения F , м ²	0,44	0,96	1,88	3,92	6,5

$t_{\text{н}} = 30^{\circ}\text{C}$ и $\varphi = 0,5$). Испарение происходит при постоянной энтальпии до $\varphi = 1$. На пересечении линии $h = \text{const}$ ($h = 65$ кДж/кг) и $\varphi = 1$ находим точку *Вл*, которая определяет температуру влажного термометра $t_{\text{вл}}$.

Предварительно подбираем градирню по нагрузке на конденсатор $Q_{\text{к}}$ (с запасом до 50 %), а затем определяем температуру воды на выходе из градирни $t_{\text{вд1}}$. Она должна быть на 4—7 °С выше, чем $t_{\text{вл}}$. Если разность $t_{\text{вд1}} - t_{\text{вл}} > 7^{\circ}\text{C}$, то надо взять более крупную градирню.

Пример. Нагрузка $Q_{\text{к}} = 60$ кВт, $t_{\text{н}} = 30^{\circ}\text{C}$, $\varphi = 5$. По табл 21 выбираем градирню ГПВ-80 ($F = 1,88$ м²). Удельная нагрузка на 1 м² поверхности: $q_{\text{р}} = Q_{\text{к}}/F = 60/1,88 = 32$ кВт/м². Температура влажного термометра (рис. 62, б) $t_{\text{вл}} = 22^{\circ}\text{C}$

По диаграмме на рис. 62, в для $q_{\text{р}} = 32$ кВт/м² и $t_{\text{вл}} = 22^{\circ}\text{C}$ находим точку *А* и смотрим для нее температуру $t_{\text{вд1}}$. Она равна 26,5 °С, т. е. на 4,5 °С больше $t_{\text{вл}}$, что отвечает требованию.

При выборе ГПВ-40 ($F = 0,96$ м²) значение $t_{\text{вд1}}$ было бы 28,2 °С, т. е. на 6,2 °С больше $t_{\text{вл}}$, что тоже удовлетворяло требованию. Однако повышение $t_{\text{вд1}}$, а следовательно, и $t_{\text{к}}$ почти на 2 °С увеличило бы годовой расход электроэнергии примерно на 5 %, что значительно превосходит стоимость самой градирни.

§ 5. ЕМКОСТНЫЕ АППАРАТЫ, ФИЛЬТРЫ, ОСУШИТЕЛИ

Отделители жидкости. На аммиачных установках для защиты компрессора от влажного хода применяют отделители жидкости. Это вертикальные цилиндрические сосуды, в которых в результате резкого изменения направления потока влажного пара и уменьшения его скорости (с 10—20 до 0,5 м/с) капельки жидкости оседают на дно сосуда, а пар отсасывается компрессором из верхней части. Иногда отделители жидкости используют также для отвода в компрессор пара, образованного при дросселировании в регулирующем вентиле. Оставшаяся жидкость из отделителя подается в испаритель. Имеются штуцера для присоединения колонки с двумя реле уровня, которые отключают компрессор в случае переполнения сосуда. При нормальной работе жидкий аммиак из отделителя сливается в защитный ресивер

Подбирают отделители жидкости по диаметру всасывающего штуцера компрессора. Цифра в марке сосуда указывает условный проход патрубков. Крупные отделители жидкости 250 ОЖ^м и 300 ОЖ^м в нижней части имеют змеевик для обогрева масла горячим паром аммиака.

Ресиверы. По конструкции это вертикальные или горизонтальные цилиндрические сосуды с дополнительной арматурой для подсоединения предохранительных клапанов, манометров, указателей уровня и реле уровня, выпуска масла, воздуха. Одна функция их в холодильных установках различна.

Линейные ресиверы (ЛР) служат для приема жидкости из конденсатора, чтобы освободить в них теплопередающую поверхность. Соединены с конденсатором дополнительной паровой трубкой. Из линейного ресивера жидкий хладагент поступает на регулирующую станцию. Вместимость линейного ресивера на установках с верхней подачей аммиака принимают в пределах 70 % вместимости испарительной системы $V_{\text{исп}}$, а в системах с нижней подачей аммиака — 1,45 $V_{\text{исп}}$.

Циркуляционные ресиверы (ЦР) применяют в насосных аммиачных установках. Аммиачный насос забирает из циркуляционного ресивера жидкий аммиак и подает его в испарители с 2—3-кратным запасом. Неиспарившаяся жидкость и пар возвращаются в ресивер. Пар отсасывается компрессором, а жидкость снова забирается насосом. Вертикальный ресивер служит одновременно и отделителем жидкости. Если ресивер горизонтальный, то отделитель жидкости устанавливают над ним. Вместимость циркуляционного ресивера должна обеспечить прием всей жидкости из испарительной системы, соответствующей данной температуре кипения. При этом горизонтальный ресивер заполняют на 30 %, а вертикальный — на 45 %.

Дренажный ресивер (ДР) служит для приема жидкого аммиака при оттаивании снеговой шубы испарительных батарей горячим паром аммиака. Вместимость дре-

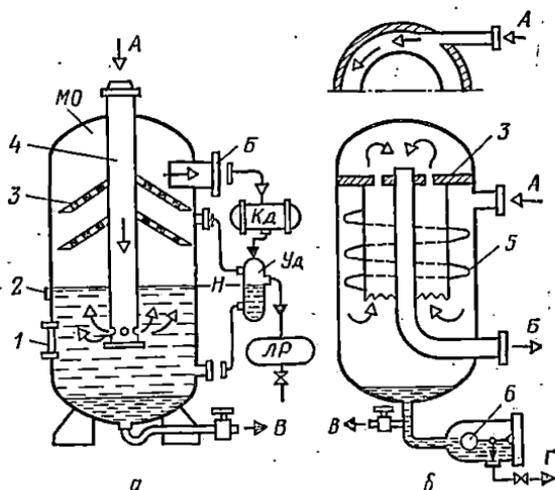
нажного ресивера должна быть на 30 % больше батарей самой большой камеры на холодильнике.

Защитные ресиверы (ЗР) применяют в безнасосных схемах для приема жидкости из отделителя жидкости. При нормальной работе дренажные и защитные ресиверы жидкостью не заполняют. Вместимость горизонтального ресивера должна быть больше $0,35V_{исп}$, а вертикального — больше $0,45V_{исп}$. Схемы включения ресиверов приведены в гл. 10.

Маслоотделители и маслосорбники. Для отделения масла, уносимого из компрессора парами аммиака или R22, после компрессора устанавливают маслоотделители (МО). Наиболее эффективны маслоотделители с промывкой паров в жидком аммиаке (рис 63, а) Пары из компрессора А по центральной трубе 4 проходят через жидкий аммиак. Капельки отделившегося масла оседают вниз, а пары через патрубок Б

Рис. 63. Маслоотделители:

а — промывного типа; б — циклонный; 1 — смотровое стекло; 2 — бобышка контроля уровня аммиака; 3 — каплеотбойники; 4 — центральная труба; 5 — винтовая спираль; 6 — поплавковый регулятор; А — пар аммиака из компрессора; Б — в конденсатор; В — в маслосорбник; Г — в картер компрессора; Уд — уровнедержатель



поступают в конденсатор. Каплеотбойники 3 не допускают уноса с паром капель жидкого аммиака. Из конденсатора Кд жидкость через уровнедержатель Уд сливается в линейный ресивер ЛР. Уровень жидкого аммиака в маслоотделителе (контролируется по обмерзанию бобышки 2) такой же, как и в уровнедержателе, который подсоединяется к МО паровой и жидкостной трубами. Смотровое стекло 1 позволяет фиксировать повышение уровня масла.

В агрегатированных машинах включение промывного маслоотделителя усложняет схему установки. Поэтому широкое применение нашли маслоотделители циклонного типа (рис. 63, б). Пары сбоку подаются в межтрубное пространство и, закручиваясь по спиралью 5, опускаются вниз. Центробежная сила отбрасывает капельки масла на стенки кожуха, по которым оно стекает вниз. А пары меняют свое направление на 180°, через отбойник 3 проходят вверх и через патрубок Б поступают в конденсатор. Масло через поплавковый регулятор 6 возвращается в картер компрессора Г, но может через вентиль В сливаться в маслосорбник.

Если хладагент хорошо растворяет масло (например, R12), то маслоотделители не ставят.

В маслосорбник собирают масло из маслоотделителей, испарителей, ресиверов и др. Затем его регенерируют (очищают) и вновь подают в компрессоры. Маслосорбники имеют манометр, указатель уровня и вентиль для отсоса пара компрессором. Перед выпуском масла вентиль отсоса открывают, пока давление не упадет почти до атмосферного. После этого отсос прекращают и выпускают масло.

Фильтры и осушители. Фильтры (грязеуловители) предназначены для улавливания во время работы машины загрязнений, которые могли попасть в систему при сборке, при монтаже, при заправке маслом или хладагентом. Иногда в трубопроводах образуется окалина вследствие попадания в систему воздуха. Особенно часто это происходит в рассольных открытых системах.

Фильтры устанавливают на всасывающей стороне, чтобы защитить зеркала цилиндров компрессора, и на жидкостной линии, чтобы загрязнения не попали в отверстие дроссельного устройства, а также перед соленоидными вентилями, чтобы обеспечить надежную их работу.

Конструкции фильтров весьма разнообразны. Для фильтрации аммиака применяют мелкие стальные сетки, а для фреонов — медные или латунные, а также асбестовую ткань, сукно, замшу, мелкие спрессованные шарики и др. Съемные крышки фильтров позволяют периодически прочищать сетки от загрязнений.

Во фреоновых машинах попадание в систему влаги вызывает замерзание ее в дроссельном отверстии регулирующего вентиля. Поэтому в систему на жидкостной линии временно или постоянно включают *осушители*. Для поглощения влаги их наполняют силикагелем, алюмогелем или цеолитом. Раздробленный цеолит наиболее эффективно поглощает влагу. Для восстановления его поглощающей способности цеолит можно просушить при температуре 200—300 °С и повторно использовать.

Во фреоновых машинах осушитель и фильтр часто собирают в одном небольшом цилиндрическом корпусе.

§ 6. ТРУБОПРОВОДЫ И АРМАТУРА

Трубопроводы. В аммиачных и крупных фреоновых установках применяют стальные бесшовные холоднотянутые трубы диаметром до 50 мм и горячекатаные трубы диаметром 57 мм и выше. В малых фреоновых машинах применяют медные трубы внутренним диаметром от 3 до 20 мм. Трубопроводы для воды и рассола выполняют из сварных газовых и бесшовных труб.

Площадь проходного сечения трубы $F_{\text{тр}} = \pi d^2/4$ (где d — внутренний диаметр трубы) определяется отношением расхода жидкости или пара V (в м³/с) к скорости движения w (в м/с): $F_{\text{тр}} = V/w$.

Во всасывающих трубопроводах рекомендуемые скорости пара фреона — от 8 до 15 м/с, аммиака — от 10 до 20 м/с. В нагнетательных линиях скорость пара фреона 10—18 м/с, аммиака — 12—25 м/с, в жидкостных линиях скорость фреона и аммиака — от 0,5 до 1 м/с, в рассольных и водяных трубопроводах скорость движения среды — от 1 до 1,5 м/с.

Запорные и регулирующие вентили. Вентили на аппаратах и трубопроводах служат для перекрытия прохода жидкости или газа, а также для регулирования их расхода. Запорные вентили имеют корпус, во внутренней перегородке которого имеется проходное отверстие. При вращении шпинделя клапан прижимается к седлу вокруг отверстия, перекрывая проход хладагента.

Клапан 6 фланцевого аммиачного вентиля (рис. 64, а) имеет кольцевой баббитовый поясок; седлом служит конусный кольцевой выступ 7 на корпусе 8. Сальник выполнен из мягкой асбестовой или хлопчатобумажной набивки, пропитанной порошком графита со свинцом марки 15ЕС. Уплотнение достигается нажатием буквы 3.

Уплотнением фреоновых угловых вентилях небольшого диаметра (рис. 64, б) служит мембрана 4. На малых фреоновых компрессорах всасывающий и нагнетательный вентили двухходовые (рис. 64, в). На рисунке показан всасывающий вентиль: пар из испарителя поступает в штуцер 11 и через отверстие в корпусе 10 направляется в компрессор. В рабочем положении шпиндель 5 вывертывают влево (против часовой стрелки) до отказа, а затем делают один оборот по часовой стрелке. При этом основной проход (в компрессор) открыт полностью, а проход на тройник 8 имеет маленькую кольцевую полосу между левым конусом клапана 9 и корпусом. При необходимости установить манометр или подсоединить к тройнику реле давления шпиндель доворачивают до отказа. Колпачок 1 с медной прокладкой 3 дополнительно обеспечивает плотность после установки вентиля. Гайкой 6 с медной заглушкой 7 можно закрыть тройник после отсоединения манометра.

Регулирующие вентили отличаются от запорных плавным и медленным открытием проходного сечения. Клапан обычно имеет форму острого конуса.

Вентили-задвижки для воды и рассола применяют для больших проходных сечений (более 50 мм). Клапан у них состоит из двух плоских дисков (щек), которые клином раздвигаются в стороны и прижимаются своими бронзовыми кольцами к двум боковым седлам.

Предохранительные и обратные клапаны. Предохранительные клапаны устанавливаются на больших конденсаторах, ресиверах и других аппаратах для защиты от опасного давления. При предельно допустимом давлении они открываются, выпуская пары хладагента в аппарат с более низким давлением или в атмосферу. К шту-

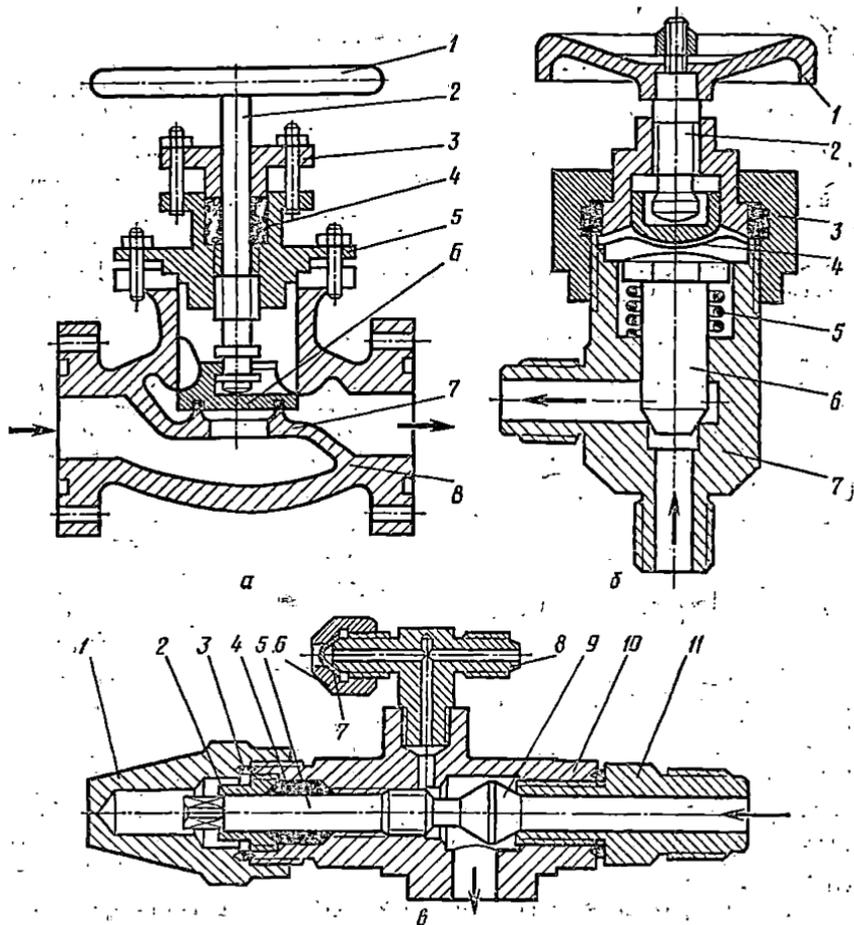


Рис. 64. Запорные вентили:

а — аммиачный фланцевый; 1 — маховик; 2 — шпindelь; 3 — нажимный фланец (букса); 4 — сальник; 5 — фланец; 6 — клапан; 7 — седло; 8 — корпус; б — фреоновый угловой мембранный; 1 — маховик; 2 — шпindelь; 3 — нажимная гайка; 4 — мембрана; 5 — пружина; 6 — клапан; 7 — корпус; б — двухходовой фреоновый вентиль; 1 — колпачок; 2 — букса; 3 — прокладка медная; 4 — набивка резиновая; 5 — шпindelь; 6 — накидная гайка; 7 — медная заглушка; 8 — тройник; 9 — клапан; 10 — корпус; 11 — штуцер

церу аппарата их присоединяют без запорного вентилля. На крупных аппаратах ставят по два предохранительных клапана с одним двухходовым вентилем. При ремонте одного из клапанов другой всегда остается под давлением.

В аппаратах, заполненных аммиаком, R22 и R12, предохранительные клапаны должны открываться при избыточном давлении 18·10⁵ Па на нагнетательной стороне и 12·10⁵ Па — на всасывающей. Регулирование клапана на заданное давление осуществляется натяжением пружины 3 (рис. 65, а) гайкой 5. После регулирования клапаны пломбируют (пломба 9).

Обратные клапаны ОК устанавливаются на вертикальном участке нагнетательного трубопровода (между компрессором и конденсатором). На крупных аммиачных установках (где более 60 кг аммиака) он предназначен для предотвращения обратного потока аммиака из конденсатора в случае остановки или аварии компрессора. В отличие от предохранительных обратные клапаны должны открываться при минимальной разности давлений. Поэтому пружина клапана 5 (рис. 65, б) очень мягкая. Однако при этом пульсация давления может вызвать удары клапана о седло и ограничитель, что создает стук. Во избежание этого предусмотрено демпфирующее устройство, что создает стук. Во избежание этого предусмотрено демпфирующее

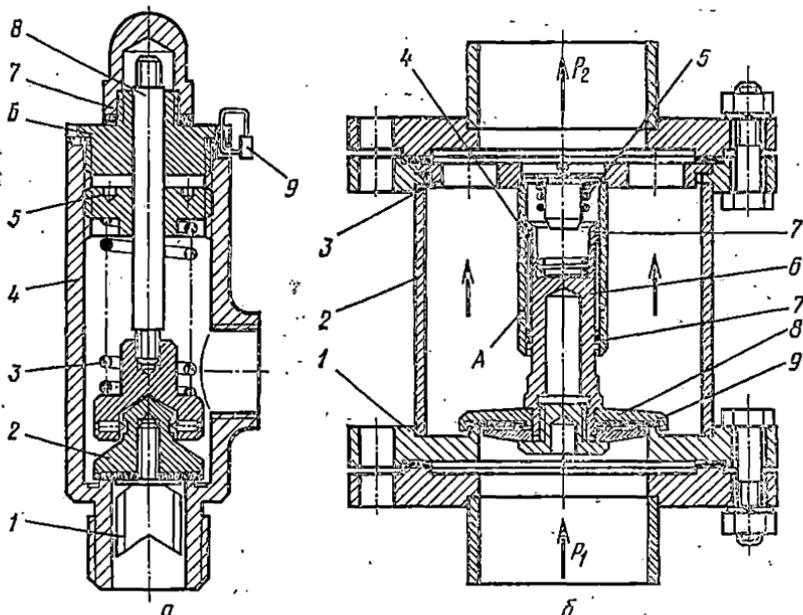


Рис. 65. Клапаны:

а — предохранительный: 1 — направляющее ребро; 2 — клапан; 3 — пружина; 4 — корпус; 5 — нажимная гайка; 6 — направляющая втулка; 7 — гайка; 8 — шпindel; 9 — пломба; б — обратный типа ОКДП: 1 — фланец с седлом клапана; 2 — цилиндрический корпус; 3 — вставка с демпфирующим устройством; 4 — цилиндр демпфера; 5 — пружина; 6 — поршень демпфера; 7 — уплотнительные кольца поршня; 8 — тарелка клапана; 9 — фторопластовый уплотнительный элемент

щее устройство. При движении клапана вверх поршень демпфера 6 перекрывает отверстия А в нижней части цилиндра и сжимает оставшийся в цилиндре пар, который тормозит дальнейшее движение поршня вверх. При движении поршня вниз отверстие А открывается, пар из цилиндра выходит, и посадка осуществляется только под действием сил упругости пружины и веса поршня.

§ 7. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Насосы. Циркуляция хладоносителя в системе осуществляется центробежными насосами. Рабочее колесо 1 (рис. 66, а), соединенное шпонкой с валом 3, вращается электродвигателем, соединенным с валом эластичной муфтой 4.

Рассол через всасывающий патрубок 5 поступает к центру рабочего колеса. Радиальные, немного изогнутые лопатки 1, заставляя частицы жидкости двигаться по касательной к окружности, удаляют их от центра, придавая им кинетическую энергию. В расширяющемся улиткообразном корпусе 2 скорость жидкости падает, а напор (давление) соответственно возрастает. В закрытых рассольных системах напор расходуется только на преодоление сопротивления в трубопроводах, в открытых — надо дополнительно преодолеть высоту подъема жидкости. Сальник 7 служит для уплотнения по валу.

Центробежные насосы типа К (консольные) имеют производительность от 2,6 до 23 л/с. (табл. 22). Цифра впереди указывает диаметр всасывающего патрубка *б* (в дюймах), диаметр нагнетательного патрубка *а* на 20 % меньше. Марка насосов с уменьшенным диаметром рабочего колеса имеет буквы «а» или «б». Частота вращения вала $48,4 \text{ с}^{-1}$ (2900 об/мин). Высота подъема жидкости на всасывании не более 6 м вод. ст.

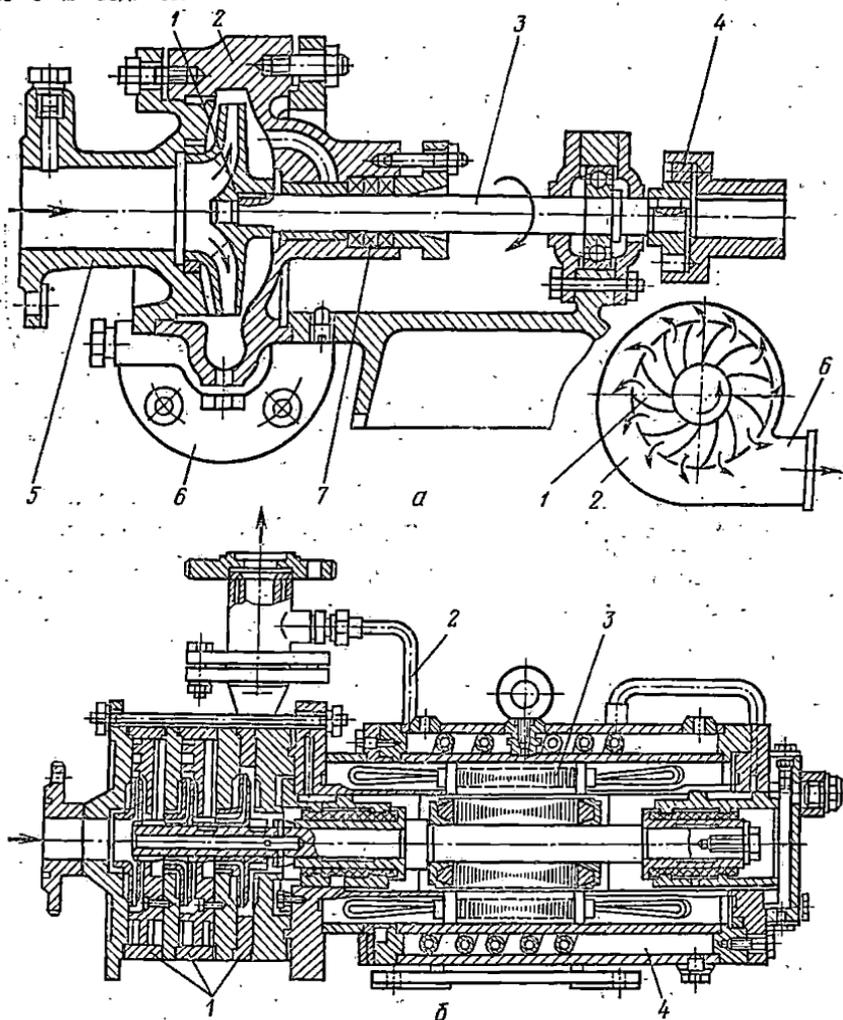


Рис. 66. Центробежные насосы:

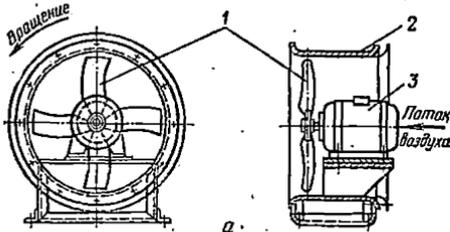
а — для подачи воды и рассола; *б* — герметичный для аммиака.

Для подачи аммиака из циркуляционного ресивера в испарительные батареи применяют насосы типа ЗЦ-4 (сальниковые) или типа ХГ (герметичные). В герметичных насосах (рис. 66, б) статор электродвигателя *З* запрессован в корпус насоса, а ротор насажен на вал, который вращается, опираясь на два подшипника скольжения. На валу может быть одно, два или три рабочих колеса *1*. Соответственно возрастает полный напор.

Смазка подшипников и охлаждение насоса осуществляются жидким аммиаком, который по трубе *2* проходит со стороны нагнетания и затем с правого торца через

Марка насос*	Подача V , л/с	Полный напор H , 10 ⁵ Па	Мощность электродвигателя, кВт
1,5К-8/196 (1,5К-66)	2,6	1,16	0,6
1,5К-8/19а (1,5К-6а)	2,8	1,4	0,9
1,5К-8/19 (1,5К-6)	3,0	1,7	1,0
2К-20/186 (2К-9б)	4,6	1,2	0,8
2К-20/18а (2К-9а)	5,0	1,4	1,1
2К-20/18 (2К-9)	5,5	1,8	1,6
2К-20/30б (2К-6б)	5,5	2,0	1,8
2К-20/30а (2К-6а)	6,2	2,5	2,5
2К-20/30 (2К-6)	6,5	2,8	2,8
3К-45/30 (3К-9а)	11,0	2,1	3,1
3К-45/30 (3К-9)	14,0	2,8	5,5
4К-90/20а (4К-18а)	18,0	1,8	4,5
4К-90/20 (4К-18)	23,0	2,2	6,3
Аммиачные			
1,25ХГ-6-2,8 (ЦНГ-70М-1)	2,5	1,0	2,8
1,5ХГ-6×2-2,8-2 (ЦНГ-70М-2)	2,5	2,0	2,8
1,5ХГ-6×3-2,8-2 (ЦНГ-70М-3)	2,5	3,0	2,8
2ХГ-5-4,5-2 (ЦНГ-68)	3,4—7,8	2,7	5,5
3Ц-4	8,3	2,4	8,0

подсоединенную колонку с реле уровня переключается на сторону всасывания. При понижении уровня аммиака в колонке реле уровня отключает насос. Кроме того, к нагнетательной и всасывающей стороне насоса подключают реле разности давлений (типа РКС), которое останавливает насос, если разность давлений менее 80 % от создаваемого напора.



Герметичные насосы следует устанавливать ниже точки забора жидкости хотя бы на 1,5 м. А для насоса ЦНГ-68 при низких температурах (менее -20°C) подпор должен быть еще больше — до 3,5 м.

Вентиляторы. Для увеличения скорости движения воздуха применяют осевые и центробежные вентиляторы. В осевом вентиляторе (рис 67, а) колесо с радиальными лопастями 1 посажено на вал электродвигателя 3. Кожух 2 служит для направления потока. Движение воздуха — вдоль оси вентилятора. Осевые вентиляторы создают сравнительно малые давления (до 0,5 кПа).

Центробежный вентилятор (рис. 67, б) по принципу действия не отличается от центробежного насоса. Центробежные вентиляторы могут быть низкого давления (до 1 кПа), среднего (от 1 до 3 кПа) и высокого (более 3 кПа). Вентиляторы, как и насосы, подбирают по требуемой производительности V и напору H (см. литературу [12] и каталоги).

Рис. 67. Вентиляторы:
а — осевой; б — центробежный

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Что такое коэффициент теплопередачи и какие факторы влияют на его величину?

2. Чему равна средняя разность температур при переменных значениях ее на входе и выходе из аппарата? (Поясните эскизом).
3. Нарисуйте схему кожухотрубного аммиачного испарителя и укажите известную Вам арматуру (сравните с рис. 55).
4. В чем преимущество испарителей с кипением внутри трубок?
5. В чем преимущество испарительных конденсаторов?
6. Назначение градирни и как ее подобрать?

Глава 9. ПРИНЦИПЫ И СРЕДСТВА АВТОМАТИЗАЦИИ

§ 1. СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ И ПРЕИМУЩЕСТВА АВТОМАТИЗАЦИИ

Для нормальной работы машины или аппарата необходимо поддерживать определенное значение одной или нескольких физических величин. Машину или аппарат, в которых требуется регулировать эти величины, называют *регулируемым объектом*, или просто *объектом*, физическую величину, которую необходимо регулировать — *регулируемым параметром*.

Регулируемым параметром могут быть температура t , давление p , уровень жидкости H , относительная влажность ϕ и т. д. В общем случае регулируемый параметр будем обозначать буквой X , а начальное (требуемое) его значение — X_0 .

Внешнее воздействие на объект (приток или отвод вещества или энергии) вызывает изменение параметра X . Величину отклонения регулируемого параметра от своего начального значения называют *рассогласованием*

$$\Delta X = X - X_0.$$

Внешнее воздействие на объект, от нас не зависящее и увеличивающее рассогласование, называют *нагрузкой*. Обозначим ее через M_n (или Q_n , когда речь идет конкретно о тепловой нагрузке).

Чтобы уменьшить рассогласование, необходимо оказать на объект воздействие, противоположное нагрузке. Это организованное воздействие, уменьшающее рассогласование, называют *регулирующим воздействием* M_p (или Q_p при отводе тепла).

Значение параметра X (в частности, X_0) будет постоянным только при условии, что регулирующее воздействие равно нагрузке, т. е. $X(X_0) = \text{const}$ только при $M_p = M_n$.

Это основной закон регулирования (как ручного, так и автоматического).

При ручном регулировании (рис. 68, а) машинист улавливает рассогласование, вызванное изменением нагрузки, и принимает меры к уменьшению рассогласования, для чего соответственно изменяет регулирующее воздействие. Если при этом оказывается $|M_p| > |M_n|$ («перерегулирование»), то рассогласование, уменьшаясь, станет равным нулю и начнет принимать отрицательные значения. Необходимо снова изменить M_p , пока не установится равенство

$M_p = M_n$. При этом желательно, чтобы отклонение нового установившегося значения X от X_0 было как можно меньше.

При автоматическом регулировании (рис. 68, б) функции машиниста выполняет автоматический регулятор. Воспринимая текущее значение регулируемого параметра X , он сравнивает его с заданным значением X_3 , которое соответствует X_0 , и в зависимости от величины ΔX воздействует на M_p так, чтобы уменьшить возникшее рассогласование.

Объект с регулятором образуют систему автоматического регулирования (САР). Информация, которую регулятор получает от объекта, называют *обратной связью*. А воздействие регулятора на M_p , т. е. регулирующее (или управляющее) воздействие — *прямой связью*.

Процесс непрерывного изменения регулируемого параметра X вследствие изменения нагрузки

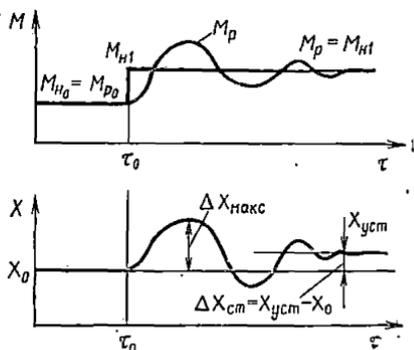
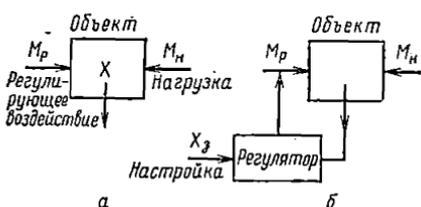


Рис. 68. Схемы ручного (а) и автоматического (б) регулирования

Рис. 69. Переходный процесс

называют *процессом регулирования*. Нагрузка может изменяться по любому закону (не выходя за допустимые пределы, на которые рассчитана система). При этом текущее значение X не должно выходить за допустимые пределы.

О качестве системы удобно судить по *переходному процессу*, т. е. по процессу регулирования, вызванному ступенчатым изменением нагрузки (рис. 69). Примером ступенчатого изменения нагрузки может служить включение лампочек в холодильной камере. Если нагрузки от M_{n0} резко возросла до M_{n1} , то ΔX начинает увеличиваться. Регулятор увеличивает M_p , причем может оказаться $M_p > M_{n1}$. Тогда X станет уменьшаться. Возникает колебательный процесс. При затухании колебаний X принимает новое установившееся значение $X_{уст}$. Отклонение этого значения от начального называют *статической ошибкой*:

$$\Delta X_{ст} = X_{уст} - X_0.$$

Системы, имеющие статическую ошибку, называют *статическими*. Системы, в которых статическая ошибка равна нулю, называют *астатическими*.

Качество автоматического регулирования считается хорошим, если статическая ошибка не выходит за допустимые пределы, если время переходного процесса (от момента изменения нагрузки до

затухания колебаний) невелико и если в период переходного процесса максимальные отклонения не превосходят временно допустимых значений.

Автоматическое регулирование по сравнению с ручным не только сокращает затраты труда, но также улучшает качество регулирования, сокращает эксплуатационные расходы (на электроэнергию, воду, ремонт и т. д.) и повышает надежность работы установки. Однако при внедрении автоматизации необходимо проверить ее экономическую целесообразность. Например, при редких изменениях нагрузки (1—2 раза в месяц) может оказаться выгоднее подрегулировать вручную, чем устанавливать дорогостоящие приборы. При работе во вредной и взрывоопасной среде, а также при необходимости обеспечить точный технологический процесс автоматизация необходима.

Чтобы обеспечить высокое качество регулирования, необходимо знать свойства объектов регулирования и автоматических регуляторов.

§ 2. ОБЪЕКТЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ И НЕОБХОДИМОСТЬ ИХ АВТОМАТИЗАЦИИ

Объект, в котором требуется регулировать значение одного какого-либо параметра, называют одноемкостным. Если значение параметра в разных точках объекта различно (например, температура в шкафу), то за регулируемый параметр принимают среднее значение (например, температуру в середине шкафа).

Рассмотрим простейший одноемкостный объект (рис. 70, а). Начальное значение регулируемого параметра X_0 (высота уровня) поддерживается постоянным, когда регулирующее воздействие M_p и нагрузка M_n равны между собой. Небольшое увеличение нагрузки (приоткрыли вентиль $B1$) приводит к непрерывному возрастанию

уровня. При этом скорость возрастания зависит от вместимости сосуда (точнее, площади сечения): чем меньше вместимость, тем быстрее увеличивается уровень. Изменение уровня не влияет в данном случае ни на нагрузку, ни на регулирующее воздействие (производительность насоса не зависит от высоты уровня). Такой объект называют *объектом без самовыравнивания*. Чтобы поддерживать постоянное значение уровня, необходим регулятор, который с увеличением нагрузки соответственно увеличивал бы производительность насоса. Однако бывают объекты, у которых изменение регулируемого параметра приводит к изменению нагрузки или регулирующего воздействия (рис. 70, б). С увеличением высоты столба жидкости расход ее через вентиль $B2$ возрастает, и когда он достигнет величины нагрузки, т. е. наступит равенство $M_p = M_n$, повышение уровня

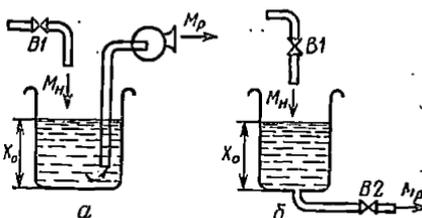


Рис. 70. Одноемкостные объекты:
а — без самовыравнивания; б — с самовыравниванием на стороне регулирующего воздействия

прекратится. Влияние изменения регулируемого параметра на регулирующее воздействие или на нагрузку называют *самовыравниванием*. Это очень важное свойство объектов, которое в ряде случаев облегчает, а иногда и полностью заменяет регулирование.

Значение установившегося уровня зависит от величины ступенчатой нагрузки: при изменении нагрузки с M_{H0} до M_{H1} уровень возрастает до X_1 , с увеличением нагрузки до M_{H2} установится уровень X_2 и т. д.

Таким образом, каждому значению нагрузки соответствует свое установившееся значение параметра. Эту зависимость называют

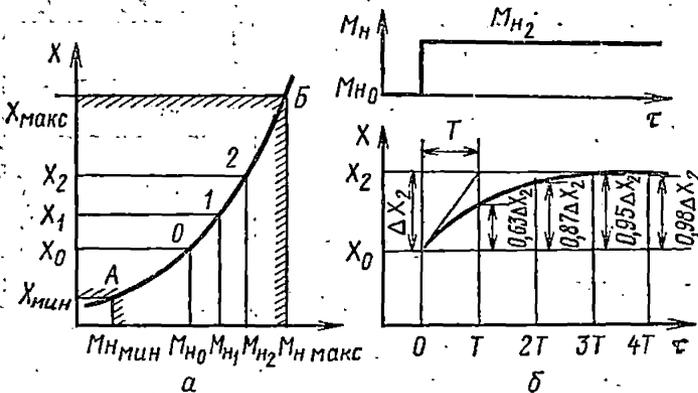


Рис. 71. Характеристика объекта:
а — статическая; б — переходная

статической характеристикой объекта (рис. 71, а). По ней можно определить, требуется регулирование или нет. Значения нагрузки в условиях эксплуатации обычно не выходят за пределы $M_{H_{\max}}$ и $M_{H_{\min}}$, поэтому и значения регулируемого параметра находятся в пределах от X_{\max} до X_{\min} (точки А и Б). Если эти пределы выходят за зону допустимых значений параметра, то требуется регулирование. При частых изменениях нагрузки применяют автоматическое регулирование.

Новое установившееся значение параметра, вызванное изменением нагрузки, устанавливается не мгновенно, а в течение некоторого отрезка времени, которое называют переходным (или инерционным) запаздыванием (рис. 71, б). Оно зависит от свойств объекта (величины емкости и самовыравнивания) и определяется постоянной времени объекта T , которая показывает, за какой период времени параметр принял бы свое новое установившееся значение, например X_2 , если бы скорость его изменения, приняв начальное значение, далее не изменялась. Однако в результате самовыравнивания разность между нагрузкой и регулирующим воздействием становится все меньше, и скорость изменения параметра уменьшается. Практически продолжительность переходного процесса равна примерно $3T$ — $4T$, так как за этот промежуток времени отклонение параметра

ΔX достигает 95—98 % величины установившегося отклонения $\Delta X_2 = X_2 - X_0$.

Многие объекты имеют самовыравнивание не только на стороне регулирующего воздействия, но и на стороне нагрузки. Примером такого объекта может служить холодильная камера (рис. 72). Теплоприток в камеру через ограждения (нагрузка)

$$Q_n = k_{ог} F_{ог} (t_n - t_{об}),$$

где $k_{ог}$ — коэффициент теплопередачи ограждения, Вт/(м²·К); $F_{ог}$ — площадь поверхности, ограждения, м².

Из уравнения видно, что при постоянном значении температуры наружного воздуха t_n увеличение температуры в объекте $t_{об}$ уменьшает разность $t_n - t_{об}$, т. е. нагрузка становится меньше.

Имеется самовыравнивание и на стороне регулирующего воздействия. Количество теплоты, отводимой испарителем,

$$Q_p = k_n F_n (t_{об} - t_0).$$

При постоянной температуре кипения t_0 увеличение температуры объекта увеличивает разность $(t_{об} - t_0)$ и испаритель больше отводит теплоты. Например, при возрастании t_n до 35 °С температура объекта начнет расти и уже при $t_{об} = 5$ °С снова восстановится равенство $Q_p = Q_n$, так как на стороне нагрузки перепад установится не 20, а 30 °С (возрастет в 1,5 раза) и со стороны испарителя он увеличится с 10 до 15 °С, т. е. тоже в 1,5 раза. Если новое установившееся значение температуры в объекте (5 °С) не выходит за допустимые пределы, то регулирование температуры не требуется. При необходимости более точного поддержания температуры, несмотря на большую степень самовыравнивания, все-таки ставят автоматический регулятор.

Число параметров, которые требуется регулировать на холодильных установках, зависит от схемы установки, ее конструктивных особенностей, требований к точности поддержания заданных параметров, степени самовыравнивания объектов регулирования, условий эксплуатации (пределов и частоты изменения нагрузки).

Для малых фреоновых установок обычно регулируются температура в охлаждаемом объекте и степень заполнения испарителя, а в установках с водяным охлаждением конденсатора — еще давление конденсации. В установках с несколькими охлаждаемыми объектами кроме температуры камер еще регулируют температуру кипения (или рассола на выходе из испарителя).

При правильном проектировании установки число регулируемых параметров должно быть минимальным.

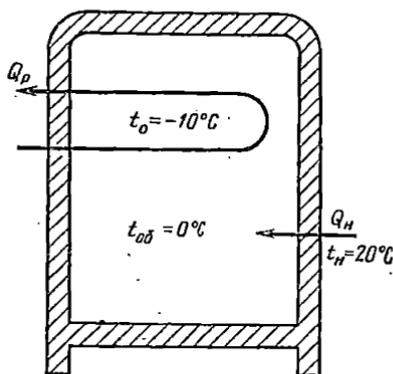


Рис. 72. Объект с самовыравниванием на стороне нагрузки (Q_n) и регулирующего воздействия Q_p

§ 3. АВТОМАТИЧЕСКИЕ РЕГУЛЯТОРЫ

Основные элементы. Автоматический регулятор, воспринимая изменение входного параметра X , определяет рассогласование ($X - X_0$) и, преобразуя его в выходной параметр Y , соответственно изменяет регулирующее воздействие. Для этого регулятору необходимы следующие основные элементы (рис. 73, а).

Чувствительный элемент ЧЭ воспринимает изменение регулируемого параметра X и преобразует его в параметр X_1 , более удобный для воздействия на другие элементы. На рис. 73, б показана схема

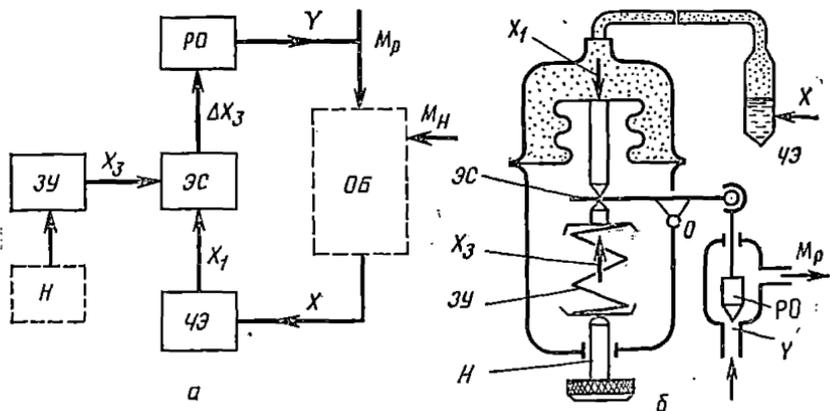


Рис. 73. Регуляторы прямого действия:
а — блочная схема; б — пример конструктивной схемы

регулятора температуры. С повышением температуры X жидкость в термобаллоне ЧЭ выкипает и давление на донышко сильфона X_1 увеличивается, т. е. температура X преобразуется в давление X_1 .

Задающее устройство ЗУ устанавливает параметр X_3 , соответствующий начальному значению X_0 . На рис. 73, б роль ЗУ играет сжатая пружина. Винт H (настройка) позволяет изменить силу сжатой пружины X_3 .

Элемент сравнения ЭС (называемый иногда сумматором) вырабатывает сигнал $\Delta X_3 = X_1 - X_3$, соответствующий рассогласованию $\Delta X = X - X_0$. На рис. 73, б рычаг ЭС воспринимает разность силы давления X_1 и силы пружины X_3 .

Регулирующий орган РО преобразует сигнал элемента сравнения ΔX_3 в выходной параметр регулятора Y , непосредственно изменяющий регулирующее воздействие M_p . На рис. 73, б РО представляет собой клапан, который изменяет проходное сечение Y и увеличивает подачу холодного рассола M_p в объект, где произошло повышение температуры X .

Регуляторы, у которых мощность сигнала рассогласования достаточна для воздействия на регулирующий орган, называют *регуляторами прямого действия*.

Если мощность сигнала рассогласования недостаточна для воздействия на РО, то применяют *регуляторы непрямого действия*

(рис. 74), в которых для перемещения PO имеется исполнительный механизм $ИМ$, использующий внешний источник энергии E (электроэнергия, сжатый воздух, давление жидкости и др.).

Усилитель $Ус$ преобразует слабый по мощности сигнал ΔX_3 в мощный сигнал изменения внешней энергии X_2 , который приводит в действие исполнительный механизм (электродвигатель, электромагнит и т. д.). На рис. 74, б сигнал элемента сравнения ΔX_3 вызывает замыкание контактов, и возникающий ток X_2 в катушке электромагнита $ИМ$ создает силу, открывающую клапан PO .

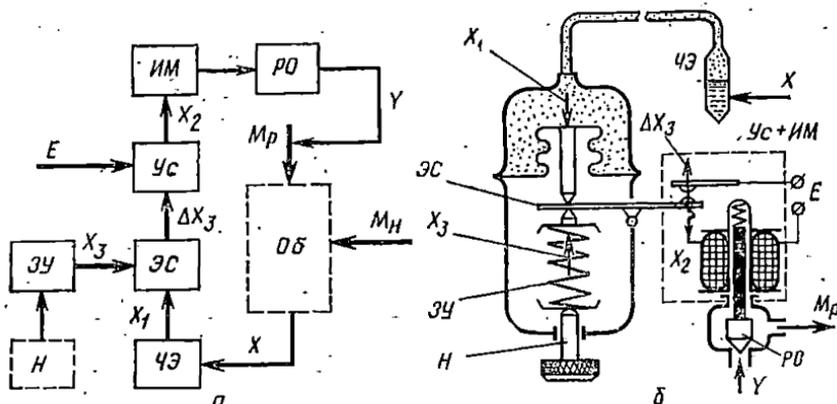


Рис. 74. Регуляторы непрямого действия:
а — блокная схема; б — пример конструктивной схемы

Регуляторы могут также иметь узлы настройки отдельных параметров, дополнительные элементы для преобразования отдельных параметров, для удобства наладки и др.

Пропорциональные регуляторы. Регуляторы, у которых отклонение PO от своего начального (среднего) положения ($\Delta Y = Y - Y_0$) пропорционально сигналу рассогласования ΔX , называются *пропорциональными (П-регуляторами)*. Зависимость выходного сигнала от входного («закон регулирования») выражается у них уравнением

$$\Delta Y = K \Delta X,$$

где K — коэффициент усиления, показывающий чувствительность регулятора, т. е. величину перемещения PO при $\Delta X = 1$.

Из схемы (рис. 75, а) видно, что с увеличением давления X гибкая мембрана 1 прогибается вверх, преодолевая силу пружины 3, и конец А рычага 2 открывает клапан. Чем больше давление, тем больше открывается клапан.

Зависимость между установившимся значением выходного параметра $Y_{уст}$ и входного $X_{уст}$ называют *статической характеристикой регулятора* (рис. 75, б).

При полностью ослабленной пружине точка 1 соответствует началу открытия клапана. Если давление меньше $X_{мин}$, то клапан закрыт ($Y_{мин} = 0$). С возрастанием давления до $X_{макс}$ (точка 2) клапан полностью откроется.

Изменение регулируемой величины, которое вызывает перемещение PO из одного крайнего положения в другое, называют *диапазоном пропорциональности ДП*;

$$ДП = X_{\text{макс}} - X_{\text{мин}}$$

Начало открытия обычно регулируется натяжением пружины 3 (см. рис. 75, а) винтом 4. При полностью сжатой пружине точка начала открытия 1 (см. рис. 75, б) смещается в положение 1'. Отрезок 1—1' представляет собой диапазон регулирования начала открытия. При этом на такую же величину изменяется и среднее положение регулируемого параметра (отрезок $O-O' = 1-1'$).

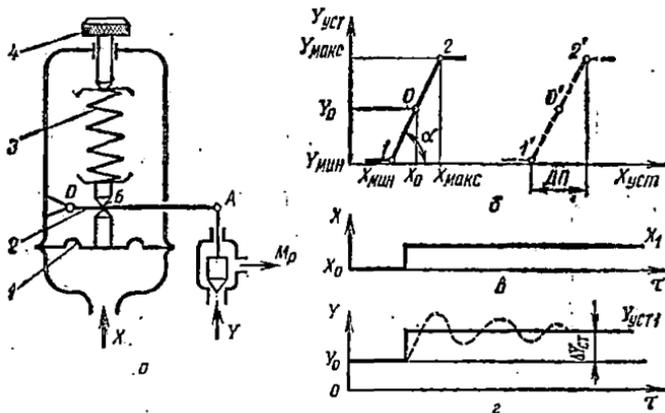


Рис. 75. Пропорциональный регулятор давления:

а — схема; б — статическая характеристика; в — ступенчатое изменение входного параметра; г — переходная характеристика

Диапазон пропорциональности ДП обычно не регулируется и определяется конструкцией прибора: отношением плеч рычага OA к OB , площадью мембраны, жесткостью пружины. Заменяв пружину 3 более мягкой, можно уменьшить ДП, увеличивая при этом чувствительность прибора, так как

$$K = (Y_{\text{макс}} - Y_{\text{мин}}) / ДП = \text{tg } \alpha.$$

Угол наклона α увеличивается, и статическая характеристика 1—2 становится почти вертикальной.

Пропорциональные регуляторы неизбежно дают статическую ошибку, поэтому их относят к классу статических регуляторов. Действительно, при больших нагрузках должно возрасти и регулирующее воздействие, т. е. открытие клапана Y должно быть больше среднего значения Y_0 . А, значение $X_{\text{уст}}$ при этом как видно из статической характеристики, должно быть больше, чем X_0 , т. е. устанавливается статическая ошибка, равная $X_{\text{уст}} - X_0$.

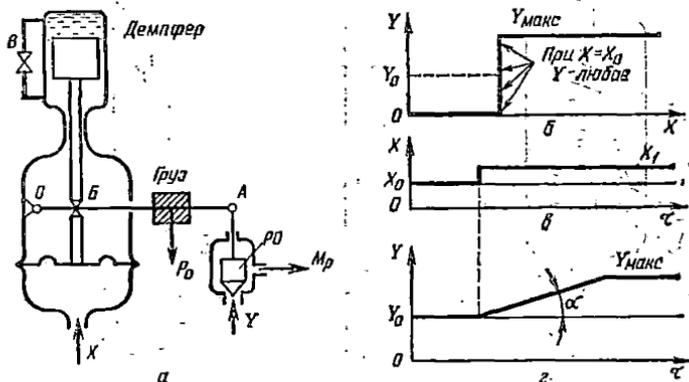
У идеальных П-регуляторов ступенчатое изменение входного параметра (с X_0 до X_1 , рис. 75, в), почти мгновенно вызывает перемещение PO в новое установившееся положение $Y_{\text{уст}i}$ (рис. 75, г). Такая переходная характеристика, например, у релюста; перемещение движка мгновенно изменяет силу проходящего тока. У механического П-регулятора за счет инерции движущихся частей возникает колебательное движение, и благодаря трению колебания за-

тухают (переходная характеристика такого регулятора показана пунктиром).

У регуляторов с высокой чувствительностью (например, с мягкой пружиной) статическая ошибка значительно меньше, но в переходном процессе возникают долго не затухающие колебания с большими отклонениями параметров в начале процесса.

Интегральные регуляторы. Если у П-регулятора (см. рис. 75, а) пружину заменить постоянным грузом (рис. 76, а), вес которого P_0 уравновешивает заданное давление X_0 , то малейшее отклонение давления X от X_0 (рис. 76, в) вызывает непрерывное перемещение клапана, пока он не займет одно из крайних положений (рис. 76, г).

Рис. 76. Интегральный регулятор: а — схема; б — статическая характеристика; в — ступенчатое изменение входного параметра; г — переходная характеристика.



При этом скорость перемещения (соответствует углу наклона α) зависит от силы трения жидкости, перетекающей из верхней части демпфера в нижней. Вентиль В (см. рис. 76, а) позволяет регулировать скорость перетекания.

Из статической характеристики И-регулятора (рис. 76, б) видно, что клапан может занять одно из промежуточных значений только при $X = X_0$. Так, при $X > X_0$ клапан полностью открыт, а при $X < X_0$ полностью закрыт. Отсюда видно, что в установившемся состоянии статическая ошибка $\Delta X_{ст} = X - X_0$ равна нулю, т. е. интегральные регуляторы относятся к классу астатических регуляторов.

Однако практически получить установившееся состояние почти невозможно, так как равенство $X = X_0$ должно одновременно совпадать с равенством $M_p = M_n$. Поэтому применение И-регуляторов дает долго не затухающие колебания в переходных процессах. Их целесообразно применять только тогда, когда требуется большая точность в установившемся состоянии, и в системах, где редко изменяется нагрузка.

Для улучшения качества регулирования применяют регуляторы с более сложными законами регулирования; пропорционально-интегральные, которые в первый момент времени работают как П-регуляторы, но затем сводят к нулю статическую ошибку; пропорционально-дифференциальные, которые реагируют не только на

отклонение параметра ΔX , но и на скорость изменения параметра X ; и ряд других более сложных регуляторов.

Двух- и многопозиционные регуляторы. Регулирующий орган двухпозиционного регулятора в установившемся состоянии может занимать лишь одно из двух крайних положений (Y_{\max} или Y_{\min}). Статическая характеристика идеального двухпозиционного регулятора (рис. 77, б) внешне сходна с характеристикой астатического

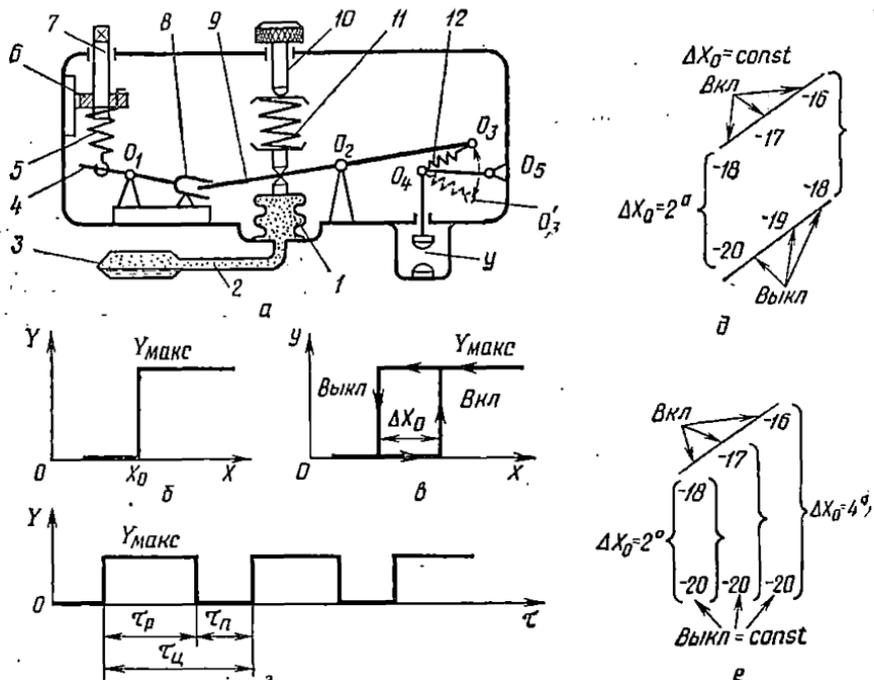


Рис. 77. Двухпозиционный регулятор (реле температуры):

а — схема; б и в — статические характеристики идеального и реального двухпозиционных регуляторов; г — динамическая характеристика; д — регулирование температуры выключения (дифференциал постоянный); е — регулирование дифференциала (температура выключения постоянна)

регулятора непрерывного действия. Однако PO двухпозиционного регулятора не может занять промежуточные положения, так как конструктивно в этих точках нет устойчивого равновесия.

Рассмотрим особенности двухпозиционных регуляторов на примере реле температуры (рис. 77, а). В обычном понимании реле — это двухпозиционный регулятор, у которого плавное изменение входного параметра X преобразуется в резкое замыкание или размыкание электрических контактов Y . Реле часто компонуют с исполнительным механизмом в регуляторах непрямого действия (см. рис. 74). Двухпозиционные регуляторы прямого действия в отличие от реле имеют вместо электрических контактов клапан, который может быть полностью открыт (Y_{\max}) или закрыт ($Y_{\min} = 0$).

При повышении температуры X жидкость в термобаллоне 3 (например, хладон-12) выкипает, давление пара в замкнутой системе растёт и по капиллярной трубке 2 передается в сильфон 1. Донышко сильфона, нажимая на рычаг 9, сжимает пружину 11. Конец рычага 9, упираясь в верхний выступ вилки 8, поворачивает рычаг 4 вокруг оси 0_1 , преодолевая силу растяжения дополнительной пружины 5. Конец 0_3 рычага 9, на котором укреплена пружина 12, перейдет через точку неустойчивого равновесия (за линию 0_4-0_5) и займет положение 0_3 . При новом положении пружины 12 (показано пунктиром) одна из составляющих сил пружины (в точке 0_4) начнет действовать не вверх, а вниз, и электрические контакты Y замкнутся.

При снижении температуры давление в сильфоне падает и силы пружин 11 и 5 поворачивают рычаг 9 против часовой стрелки. Когда нижняя часть вилки 8 упрется в выступ корпуса, рычаг 9 отойдет от верхней части вилки, т. е. размыкание контактов будет осуществляться только одной пружиной 11.

В реальном регуляторе значения входного параметра при включении и выключении не совпадают. Разность между значениями регулируемого параметра в момент включения и выключения называют *дифференциалом регулятора* (иногда — зоной нечувствительности или зоной возврата):

$$\Delta X_0 = X_{\text{вкл}} - X_{\text{выкл.}}$$

Минимальная величина дифференциала (зона нечувствительности) зависит от зазоров, сил трения и определенных усилий, необходимых для создания резкости замыкания. Например, перемещение конца пружины 0_3 до пересечения рычага 0_4-0_5 не вызывает замыкания контактов. Статическая характеристика реального двухпозиционного регулятора показана на рис. 77, в. При $X > X_{\text{вкл}}$ контакты замкнуты (клапан полностью открыт), и при $X < X_{\text{выкл}}$ контакты разомкнуты (клапан закрыт). Когда значение параметра X находится в зоне дифференциала ΔX_0 , контакты могут быть замкнуты и разомкнуты; при возрастании X они остаются разомкнутыми, при снижении X — остаются замкнутыми.

Слишком малая величина дифференциала ΔX_0 вызывает частое включение и выключение регулятора, что снижает его надежность, а иногда приводит к излишней затрате электроэнергии из-за больших значений пусковой мощности, поэтому часто приходится увеличивать дифференциал. Наряду с механизмом настройки заданного значения регулируемого параметра X в пределах некоторого диапазона в регуляторах обычно предусмотрен узел настройки дифференциала.

В рассмотренном реле температуры (см. рис. 77, а) повышенное среднего значения температуры X_0 достигается путем натяжения пружины 11 винтом 10. При этом температуры включения и выключения увеличиваются на одинаковую величину (рис. 77, д), а установленный дифференциал не изменяется.

Для увеличения дифференциала пружину 5 растягивают винтом 7 (гайка 6 скользит по направляющим пазам корпуса), при этом диф-

ференциал увеличивается за счет повышения температуры. включения: температура выключения остается постоянной (рис. 77, е).

Для перестройки прибора с одного режима на другой сначала винтом диапазона подбирают нужное выключение, а затем винтом дифференциала устанавливают определенное включение.

Динамическая характеристика двухпозиционного регулятора показана на рис. 77, г. Интервал времени, в котором производительность регулятора максимальная $M_{р\ макс}$ (включен исполнительный механизм, клапан полностью открыт — $Y_{\ макс}$), называют периодом работы $\tau_{р}$. Интервалы с минимальной производительностью регулятора $M_{р\ мин}$ (в частности, при $Y = 0$) называют нерабочим периодом

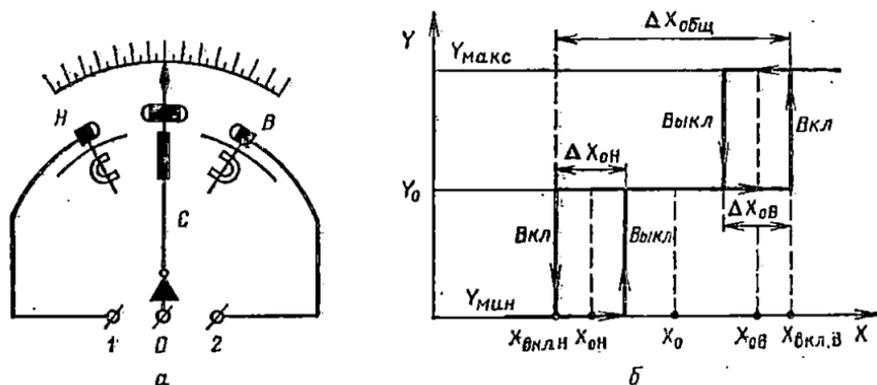


Рис. 78. Трехпозиционное реле
а — схема; б — статическая характеристика

или паузой $\tau_{п}$. Период работы с паузой образуют цикл $\tau_{ц}$. Далее циклы повторяются (циклическая работа).

Отношение периода работы к продолжительности всего цикла называется коэффициентом рабочего времени (КРВ):

$$b = \tau_{р}/\tau_{ц}, \text{ или } b = \tau_{р}/(\tau_{р} + \tau_{п}).$$

Средняя производительность двухпозиционного регулятора

$$M_{р} = (M_{р\ макс}\tau_{р} + M_{р\ мин}\tau_{п})/\tau_{ц}.$$

Обычно $M_{р\ мин} = 0$ и формула упрощается:

$$M_{р} = M_{р\ макс}\tau_{р}/\tau_{ц}, \text{ или } M_{р} = bM_{р\ макс}.$$

Если, например, продолжительность работы 5 мин и продолжительность паузы 15 мин, то

$$b = 5/(5 + 15) = 0,25 \text{ и } M_{р} = 0,25M_{р\ макс}.$$

В трехпозиционных регуляторах исполнительным механизмом обычно управляет трехпозиционное реле.

Схема и характеристика его показаны на рис. 78. При повышении значения входного параметра X стрелка $С$ отклоняется вправо и замыкает верхний контакт $В$. Ток проходит по цепи $0—В—2$. При этом исполнительный механизм, например, электромагнит, включенный в эту цепь, полностью откроет клапан. При снижении X на вели-

чину дифференциала ΔX_{0B} контакт B разомкнется (цепи $0-1$ и $0-2$ разомкнутся, клапан займет среднее положение Y_0). При дальнейшем снижении X замкнется нижний контакт H и ток пройдет по цепи $0-H-1$ (другой электромагнит закроет клапан). При увеличении X на величину дифференциала ΔX_{0H} обе цепи снова разомкнутся (клапан займет среднее положение Y_0).

Величина дифференциалов ΔX_{0H} и ΔX_{0B} обычно не регулируется и равна минимальной зоне нечувствительности. Иногда трехпозиционное реле используют как двухпозиционное, при этом включение верхнего контакта дает максимальную производительность, а нижнего — минимальную.

Перемещение контактов H и B позволяет в широком диапазоне регулировать среднее значение параметра X_0 и величину общего дифференциала:

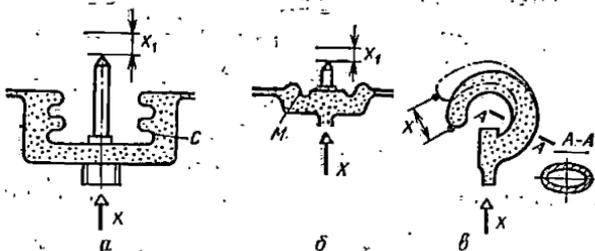
$$\Delta X_{\text{общ}} = X_{\text{вкл. } B} - X_{\text{вкл. } H}.$$

Примером *многопозиционного регулятора* может служить холодильная машина с несколькими компрессорами, из которых каждый включается от своего реле температуры или от общего переключателя. Например, три компрессора холодопроизводительностью по 100 кВт. дают четырехпозиционный регулятор (0, 100, 200 и 300 кВт).

§ 4. РЕЛЕ И РЕГУЛЯТОРЫ ДАВЛЕНИЯ

Чувствительные элементы давления. Наиболее часто изменение давления X преобразуют в перемещение рычагов X_1 . Для этого применяют сильфоны C (рис. 79, а), плоские или гофрированные мембраны M (рис. 79, б) или трубчатые пружины (для манометров) (рис. 79, в). Мембраны проще и дешевле, чем сильфоны, но дают малые перемещения, что снижает чувствительность прибора.

Рис. 79. Чувствительные элементы давления:
а — сильфон; б — мембрана; в — трубчатая пружина



раны M (рис. 79, б) или трубчатые пружины (для манометров) (рис. 79, в). Мембраны проще и дешевле, чем сильфоны, но дают малые перемещения, что снижает чувствительность прибора.

Обноблочные реле давления. Эти реле бывают двух типов: низкого давления $РД_{\text{н}}$ и высокого давления $РД_{\text{в}}$. В $РД_{\text{н}}$ контакты при повышении давления замыкаются, а в $РД_{\text{в}}$ — размыкаются. $РД_{\text{н}}$ используют для включения и остановки компрессора, чтобы обеспечить заданное давление в испарителе, а также для защиты машины от работы на очень низком давлении. $РД_{\text{в}}$ служит для отключения компрессора при чрезмерно высоком давлении нагнетания.

Типовая конструкция реле низкого давления показана на рис. 80. При повышении давления на доньшко сильфона 20 шток 19 поворачивает рычаг 17, преодолевая усилие сжатой пружины 8. Когда рыча-

чаг 17 упрется в верхний выступ вилки 22, давлению придется преодолеть еще силу растянутой пружины 23. Рычаг 9 под воздействием пружины 18, навитой на ось O_3 , прижат к винту 16 и вращается вместе с рычагом 17 вокруг оси O_1 . Когда ось O_4 на конце рычага 9 перейдет за линию O_6-O_6 , пружина переключателя 12 повернет рычаг 10 и обеспечит резкое замыкание контактов 14 и 15.

При понижении давления на сильфон пружины 8 и 23, преодолевая давление пружины 21 и оставшееся давление, поворачивают

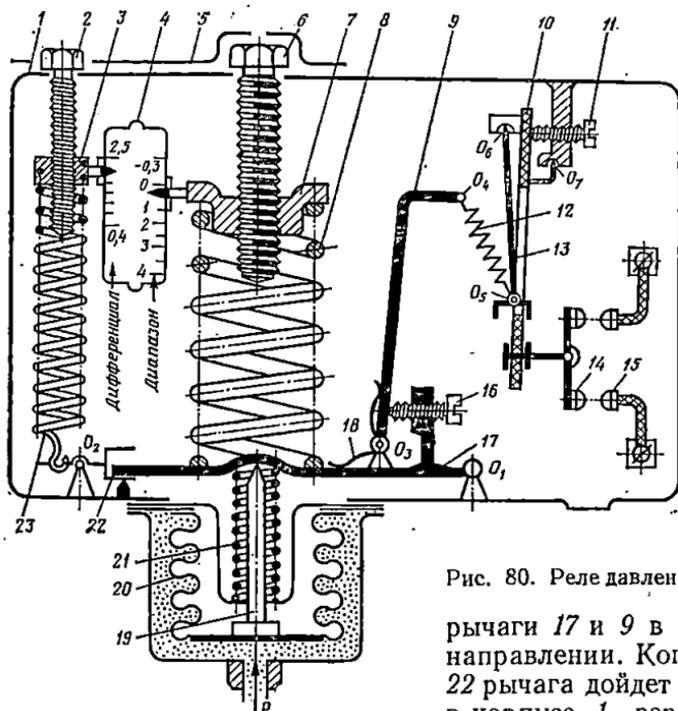


Рис. 80. Реле давления РД-1-01

рычаги 17 и 9 в обратном направлении. Когда вилка 22 рычага дойдет до упора в корпусе 1, верхний конец контактов обеспечивает только пружина 8.

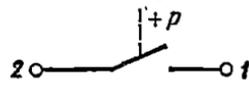
Регулирование давления выключения осуществляется винтом 6, который, перемещая гайку 7 по прорези в шкале 4, изменяет натяжение пружины 8. При снижении давления выключения на столько же снижается давление включения, т. е. величина дифференциала ($p_{вкл} - p_{выкл}$) остается постоянной.

Дифференциал регулируется за счет изменения давления включения винтом 2, который, перемещая гайку 3, изменяет натяжение пружины 23. Пластина 5 фиксирует положение винтов после регулирования.

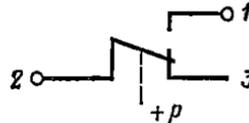
В случае несовпадения давления выключения по шкале с фактическим (по манометру), юстировочным винтом 16 меняют угол между рычагами 17 и 9. Для подгонки дифференциала юстировочным винтом 11 поворачивают рычаг 13, изменяя зазор между контактами 14

Одноблочные реле давлений	Диапазон настройки давлений $p_{изб}$, 10^6 Па		Нормальное положение кон- тактов (при $p = 0$)
	срабатывания	дифференциала	

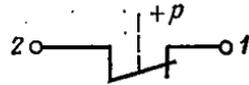
Низкого давления

РД-1-01 $-0,3 \div +4$ $0,4-2,5$ 

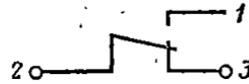
РД-1-ОМ5-01 $-0,3 \div +4$ $0,4-2,5$
 РД-1-ОМ5-01А $-0,7 \div +4$ $0,4-2,5$
 РД-1-ОМ5-02 $1-10$ $1-6$
 РД-1-ОМ5-04 $-0,9 \div +2,5$ $0,4-1$

Высокого давления $7-19$ $2-5$

РД-2-03



РД-2-ОМ5-02 $1-10$ 1
 РД-2-ОМ5-03 $7-19$ 2
 РД-2-ОМ5-05 $10-30$ 3
 РД-2-ОМ5-05А $10-30$ 3



и 15. Юстировочные винты используют при сборке и ремонте приборов и пломбируют.

Техническая характеристика одноблочных реле приведена в табл. 23. Реле с буквой А в марке прибора предназначены для аммиачных машин, остальные — для фреоновых. Приборы исполнения ОМ категории 5 (ОМ5) по ГОСТ 15150—69 предназначены для помещений класса В16, стационарных, транспортных и судовых установок.

Двублочные реле давления. В этих приборах реле низкого и высокого давления скомпонованы в одном корпусе, воздействуя на общий электрический контакт (рис. 81). Механизм РД_н аналогичен РД-1-01 на рис. 80: при повышении низкого давления p_n шток сильфона 1, преодолевая усилие пружин 8 и 4, поворачивает рычаг 2 и рычаг 10, который нажимает на кнопку микропереключателя 11. Контакты а и б, к которым обычно подключают катушку пускателя компрессора, замыкаются. Детали 1—10, 17 и 18 аналогичны соответствующим деталям реле РД-1-01.

При повышении высокого давления p_v (например, давления нагнетания в компрессоре) доньшко сильфона 16, преодолевая силу пружины 13, поворачивает рычаг 15 вокруг оси O_4 , и носик рычага отводит рычаг 10 от контакта микропереключателя, размыкая контакт в цепи а—б. При снижении давления p_v на величину дифференциала пружина 18 поворачивает рычаг 10, и он снова замыкает контакт цепи.

Установка заданной величины выключения p_v производится винтом 12. При этом гайка сжимает пружину 13, одновременно указывая по шкале 14 установленное давление.

Техническая характеристика приборов типа Д220 дана в табл. 24. Приборы с буквой Р имеют исполнение ОМ5 и для судовых установок. Остальные исполнения УЗ (пригодны для помещений класса В16).

Электроконтактные манометры (ЭКМ). Реле давления этого типа представляет собой манометр с двумя передвижными электриче-

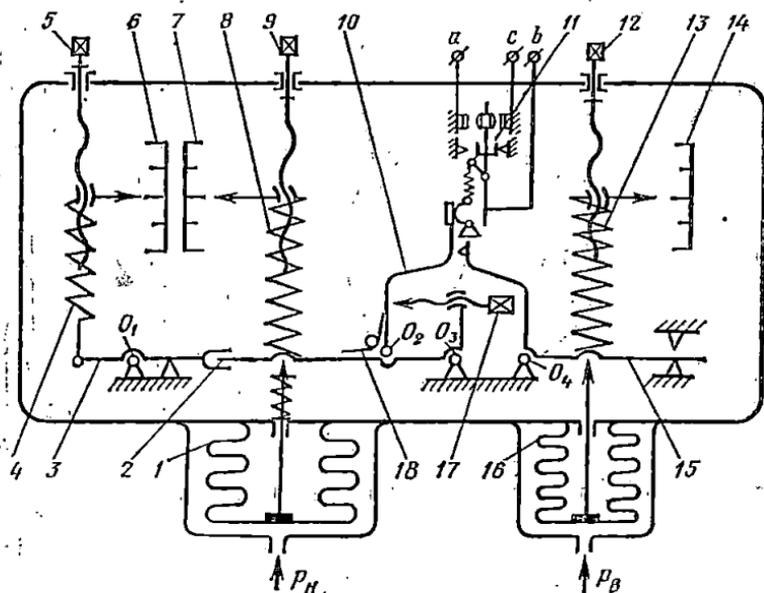


Рис. 81. Реле давлений Д220

скими контактами (рис. 82, а). При повышении давления контакт стрелки замыкает верхний контакт В. При снижении давления на величину дифференциала $\Delta X_{об}$ (см. рис. 78) контакт В размыка-

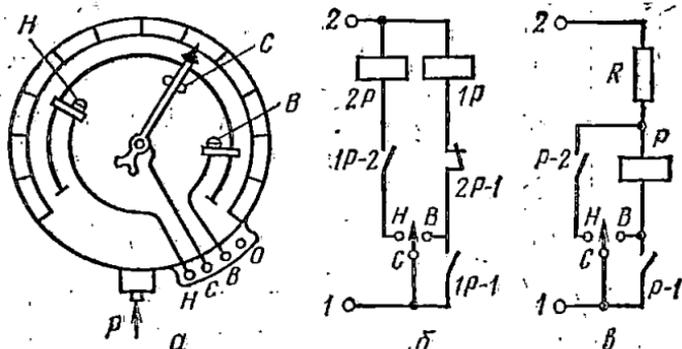
Таблица 24

Двухблочные реле давлений	Блок низкого давления РД _Н		Блок высокого давления РД _В	
	Давления избыточные, 10 ⁵ Па			
	Диапазон размыкания	Дифференциал (регулируемый)	Диапазон размыкания	Дифференциал (нерегулируемый)
Д220-11	-0,3 ÷ +4	0,4—2,5	7—19	2
Д220-12	-0,2 ÷ +7	0,4—2,5	8—25	2,5
Д220Р-11	-0,7 ÷ +4	0,4—2,5	7—19	3
Д220А-12	-0,9 ÷ +1,5	0,3—1	0,5—10	2
Д220А-13	-0,7 ÷ +4	0,4—2,5	8—30	3
Д220АР-12	-0,9 ÷ +1,5	0,3—1	0,5—10	2
Д220АР-13	-0,7 ÷ +4	0,4—2,5	8—30	3

ется (оба контакта разомкнуты). При дальнейшем снижении давления замыкается нижний контакт *H*. В некоторых модификациях контакты *H* и *B* включаются поочередно при повышении или понижении давления. ЭКМ — трехпозиционное реле — можно использовать и как двухпозиционное: замыкание контакта *B* включает исполнительный механизм, а замыкание *H* — останавливает. Это позволяет в широких пределах менять общий дифференциал.

Низкая разрывная мощность контактов (10 В·А) не позволяет включить ЭКМ непосредственно в цепь катушки магнитных пускателей. Поэтому их включают через промежуточное реле по импульсным схемам, исключающим работу контактов при размыкании. В схеме, показанной на рис. 82, б, при повышении давления контакт *B*

Рис. 82. Электроконтактный манометр (а) и импульсные схемы его включения: с двумя реле (б) и с одним реле (в)



включает реле *1P*, которое дает команду исполнительному механизму (на схеме не показан) и одновременно замыкает свои контакты *1P-1* и *1P-2*. Контакт *1P-1* шунтирует контакт *B*, поэтому при размыкании контакта *B* цепь реле *1P* не прерывается: ток идет по цепи *1*, *1P-1*, *2P-1*, *1P*, *2*, и контакт *B* не пригорает. При снижении давления замыкается контакт *H* и срабатывает реле *2P*, которое контактом *2P-1* отключает исполнительное реле *1P*, а реле *1P* в свою очередь контактом *1P-2* обрывает цепи питания *2P*. Поэтому при размыкании контакта *H* тока в цепи *1—H—1P-2—2P—2* уже нет.

Защиту контактов при размыкании можно осуществить и без дополнительного реле (*2P*), как показано на рис. 82, в. При замыкании контакта *B* срабатывает исполнительное реле *P*, которое одновременно контактом *P-1* становится на самопитание, а контактом *P-2* подготавливает себе шунтирующую цепь. В момент размыкания контакта *B* реле *P* питается через свой контакт *P-1*. При замыкании контакта *H* ток проходит по шунтирующей цепи *1*, *H*, *P-2*, *P*, *2*. Поэтому ток, проходящий через катушку реле *P*, резко падает, реле отключается, размыкая контакты *P-2* и *P-1*. При размыкании контакта *H* в шунтирующей цепи тока уже нет.

Реле разности давлений. В холодильных машинах реле разности давлений нашли широкое применение для защиты компрессоров в случае нарушения работы масляного насоса. Когда разность давлений на нагнетательной стороне насоса и всасывающей стороне (давление в картере) становится меньше допустимого значения

[(1,5÷2) 10⁵ Па], реле размыкает электрические контакты и останавливает компрессор. Их называют еще реле контроля смазки (РКС).

Реле типа РКС (рис. 83) имеют два сильфона 1 и 8, воздействующие на общий рычаг 2. В нижний сильфон 1 (плюсовой) подается более высокое давление, чем в верхний 8 (минусовой). Когда разность

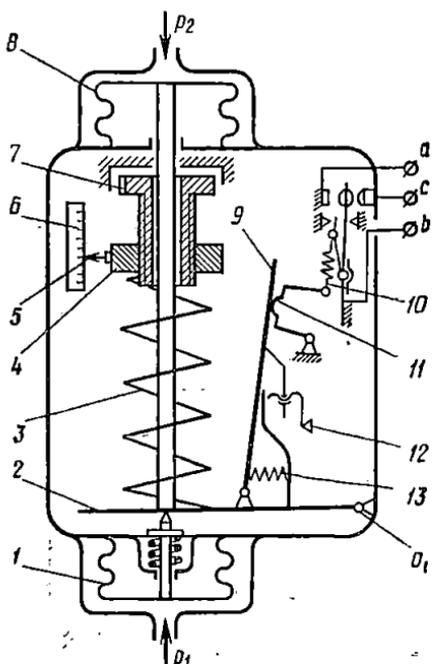


Рис. 83. Реле разности давлений типа РКС

этих давлений становится выше силы сжатой пружины 3, рычаг 2 поворачивается вокруг оси o_1 по часовой стрелке. В этом же направлении вращается и рычаг 9, соединенный с ним шарнирно под определенным углом. Угол между рычагами фиксируется винтом 12 и пружиной 13. Рычаг 9 нажимает на рычаг переключателя 11, перебрасывая перекидную пружину 10 вправо. При этом замкнется контакт в цепи $b-a$ (контакт $b-c$ разомкнется).

Заданная разность давлений регулируется вращением винта 7. Когда гайка 4 опускается, сжимая пружину 3, разность давлений увеличивается, значение ее указывается стрелкой 5 на шкале 6.

Техническая характеристика реле типа РКС приведена в табл. 25.

Реле РКС-1 имеют обыкновенное исполнение, остальные—ОМ5. Реле для аммиака — с буквой А, остальные — для фреонов.

Регуляторы давления. Изменение давления в объекте, подаваемое на вход регулятора, вызывает перемещение клапана, что соответственно изменяет регулирующее воздействие.

Таблица 25

Реле разности давлений	Диапазон настройки $p_{изб}$, 10 ⁵ -Па		Нормальное положение контактов (при $\Delta p = 0$)
	разности давлений срабатывания	дифференциала (нерегулируемый)	
РКС-1	0,2—1,8	0,3	
РКС-1-ОМ5-01	0,2—2,5	0,5	
РКС-1-ОМ5-01А	0,2—2,5	0,6	
РКС-1-ОМ5-02А	0,5—4	0,4	
РКС-1-ОМ5-03	0,5—4	0,7	
РКС-1-ОМ5-03А	0,6—6	1,0	

С увеличением давления регулирующий клапан может открываться (регулятор давления «До себя») или закрываться (регулятор давления «После себя»). Регуляторы «До себя» применяют для поддержания в испарителе постоянного давления, устанавливая их на выходе из испарителя; для поддержания давления конденсации путем изменения подачи воды на конденсатор. Регуляторы «После себя» иногда используют для ограничения давления всасывания во избежание перегрузки электродвигателя (регулятор ставят перед

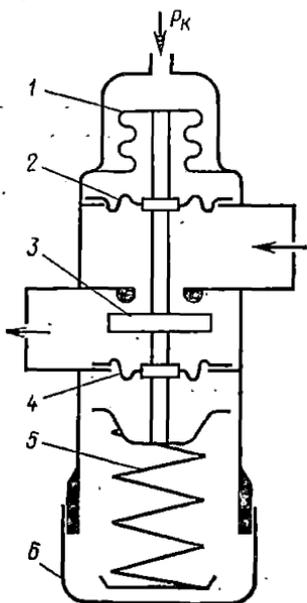


Рис. 84. Регулятор давления конденсации (БРВ)

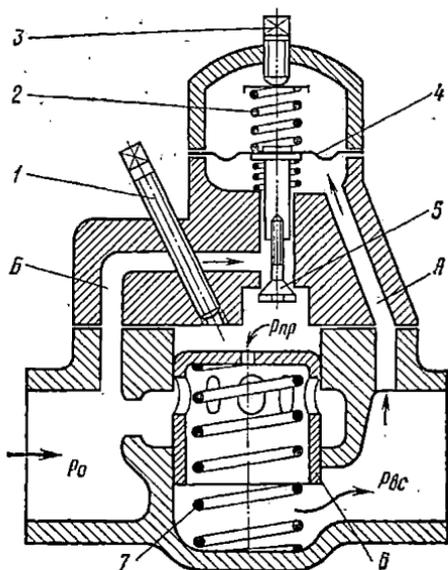


Рис. 85. Регулятор давления всасывания непрямого действия (АДД-4ОМ)

компрессором). Регуляторы с большим проходным сечением выполняют непрямого действия.

Регулятор давления конденсации (рис. 84) при повышении давления p_k увеличивает подачу охлаждающей воды. Поэтому его часто называют водорегулирующий вентиль (ВРВ). С увеличением давления p_k доньшко сильфона 1 через шток сжимает пружину 5 и открывает клапан 3. Мембрана 2 защищает сильфон от коррозии, а в случае нарушения его герметичности не допускает попадания хладагента в водяную линию. Мембрана 4 предохраняет от коррозии пружину. Гайкой 6 регулируют диапазон начала открытия клапана от $5 \cdot 10^5$ до $18 \cdot 10^5$ Па. Диапазон пропорциональности (нерегулируемый) составляет $(2 \div 4) \cdot 10^5$ Па. Статическую характеристику см. на рис. 75, б. Максимальная пропускная способность при перепаде давлений 10^5 Па зависит от диаметра проходного отверстия:

Условный диаметр, мм	10	15	20	25	32	40	50
Расход воды, т/ч	0,65	1,6	2,5	4,1	6,7	10,3	16,6

Для условных диаметров 65, 80 и 100 мм применяют регуляторы непрямого действия, имеющие расход воды при тех же условиях соответственно 50, 80 и 120 т/ч.

Принцип действия регулятора давления непрямого действия рассмотрим на примере регулятора давления всасывания типа АДД-40М (рис. 85). При повышении давления всасывания пар по каналу А поступает на мембрану 4. Прогибаясь вверх, мембрана сжимает пружину 2 и прикрывает разгрузочный (вспомогательный) клапан 5. Давление над поршнем 6 уменьшится и под действием пружины 7 он переместится вверх, уменьшая проход пара через отверстия в поршне. С уменьшением $p_{вс}$ пружина 2 приоткроет клапан 5, и давление p_0 по каналу Б поступит на поршень, отжимая его вниз.

Винт 1 позволяет принудительно отжать поршень, т. е. открыть клапан. Винтом 3 регулируют начало открытия от $0,3 \cdot 10^5$ до $2 \cdot 10^5$ Па. ДП — $0,2 \cdot 10^5$ Па (см. рис. 75, б). Хладагент — R12.

§ 5. РЕЛЕ И РЕГУЛЯТОРЫ ТЕМПЕРАТУРЫ

Чувствительные элементы температуры (термопреобразователи). Для преобразования температуры в другие параметры, более удобные для воздействия на регулирующий орган, применяют различные физические явления.

В обычных стеклянных термометрах используют расширение жидкости при повышении температуры, в *дилатометрических термометрах* — расширение твердых тел с высоким коэффициентом линейного

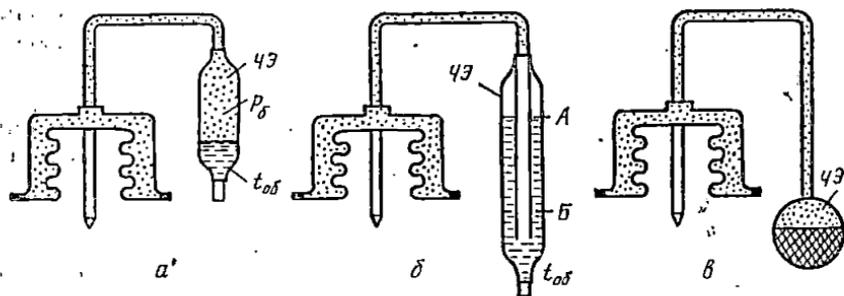


Рис. 86. Манометрические термосистемы:

а и б — конденсационные (а — заполненные насыщенным паром; б — жидкостью); в — газовая с твердым адсорбентом

расширения. Две пластинки с разными коэффициентами линейного расширения, спаянные между собой, образуют *биметаллический термозлемент*, который прогибается при изменении температуры.

Широкое применение нашли *манометрические термосистемы* (рис. 86). Чувствительным элементом замкнутой термосистемы является термобаллон, заполненный хладагентом (R12, R22 и др.). Чем выше температура объекта $t_{об}$, тем больше давление в термобаллоне p_0 .

Часто термобаллон 4Э (рис. 86, а) заполняют насыщенными парами хладагента (например, R-12 при $t_{об} = 30^\circ\text{C}$ имеет давление $6,6 \cdot 10^5$ Па). Если 4Э помещен в объект в более низкой температу-

Манометрические реле температуры	Температура срабатывания, °С	Дифференциал, °С	Манометрические реле температуры	Температура срабатывания, °С	Дифференциал, °С
ТР-1-02Х	-20÷10	2,5—6	ТР-ОМ5-06	55—85	3
ТР-ОМ5-00	-60÷-30	2,5—6	ТР-ОМ5-08	75—100	3
ТР-ОМ5-01	-35÷-5	2,5—6	ТР-ОМ5-09	60—160	16
ТР-ОМ5-02	-20÷10	2,5—6	Т35В2-01	-50÷+50	6
ТР-ОМ5-03	5—35	2,5—6	Т35В2-02	-30÷70	6
ТР-ОМ5-04	30—60	2,5—6	Т35В2-03	0—100	6
			Т35В2-04	70—170	6

рой, то пары конденсируются, и давление p_0 падает. При температурах более 30 °С вся жидкость переходит в пар, и далее давление почти не растет. Это предохраняет термосистему от повреждения при высоких температурах. Однако из-за малого количества жидкости в термобаллоне в том случае, когда температура сильфона ниже температуры термобаллона, пары конденсируются на сильфоне, а в баллончике остаются только насыщенные пары, и он перестает реагировать на изменение температуры объекта.

Если сильфон при работе может иметь более низкую температуру, чем термобаллон ЧЭ (рис. 86, б), то систему заполняют жидкостью, а не насыщенными парами. Для этого во время зарядки сильфон охлаждают, и пары, поступающие в систему, конденсируются. Во время работы, когда температура сильфона ниже, чем $t_{об}$, часть пара конденсируется в сильфоне, и уровень жидкости в термобаллоне снижается от А до Б. Оставшаяся при этом в термобаллоне жидкость продолжает реагировать на изменение $t_{об}$.

Применяют термосистемы, заполненные диоксидом углерода (рис. 86, в). Активированный уголь в термобаллоне при понижении температуры адсорбирует CO_2 , и давление в системе падает. Эти термосистемы имеют линейную зависимость давления от температуры, но сложны в изготовлении и имеют повышенную инерционность.

Широкое применение нашли *электрические термопреобразователи*. С изменением температуры у них изменяется электрическое сопротивление, что позволяет легко изменить силу проходящего тока или напряжение. Применяют металлические термосопротивления (из медной или платиновой тонкой проволоки, намотанной на керамический каркас) или полупроводниковые. Полупроводниковые термосопротивления более чувствительны к изменению температуры, но имеют нестабильные показания. Поэтому для более точных приборов применяют металлические термосопротивления.

Манометрические реле температуры. Эти приборы представляют собой реле давления, на входе которого припаяна капиллярная трубка с термобаллоном (см. рис. 86).

Реле температуры типа ТР (табл. 26) выпускаются на базе одноблочных реле давлений, приведенных в табл. 23. Модификации ТР-ОМ5-00÷ТР-ОМ5-04 выполнены на базе РД низкого давления

и служат для поддержания заданной температуры в объекте. Реле ТР-ОМ5-06 ÷ ТР-ОМ5-09 служат для отключения компрессора при высокой температуре нагнетания. Как и у РД высоких давлений, дифференциал у них нерегулируемый. Дистанционность (длина капиллярной трубки) может быть 1,5; 2,5 и 4 м. У ТР-1-02Х — 3 м.

Реле температуры Т35В2 — местного типа (не дистанционное). Термобаллон 6 (рис. 87), заполненный жидкостью, вставляется в отверстие объекта и крепится на прокладке гайкой 10 (S30 с резьбой М27×2). Температура кипения жидкости в термобаллоне очень высокая, поэтому при повышении температуры объекта жидкость только

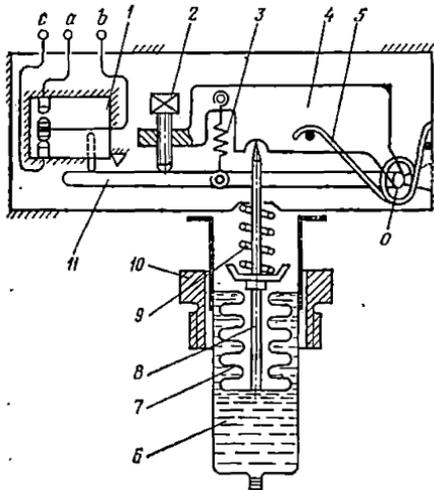


Рис. 87. Реле температуры типа Т35В2

расширяется. При этом доньшко сильфона 7 со штоком 8, преодолевая силу пружин 9 и 5, поворачивает рычаг 4 относительно оси О. Пружина 3 растягивается и в том же направлении поворачивает рычаг 11, который нажимает на кнопку микровыключателя 1, замыкая контакт в цепи b—a и размыкая контакт в цепи b—c. При снижении температуры на величину дифференциала рычаг 4 опускается вниз и, нажимая винтом 2 на рычаг 11, размыкает контакты переключателя. Отжимая винтом 2 рычаг 11 вниз, можно увеличивать температуру срабатывания во всем диапазоне.

Электроконтактные термометры ЭКТ аналогичны электроконтактным манометрам. Длина капилляра у них от 1,6 до 10 м. Диапазон температур срабатывания зависит от наполнителя термобаллона и имеет различные пределы: от -60 до 0 °С и до $0-400$ °С.

Реле температуры для домашних холодильников имеют нерегулируемый дифференциал примерно $7-10$ °С. Диапазон регулирования температуры выключения реле ТРХ-1 от -18 до -8 °С; у ТРХ-2 и ТРХ-3 — соответственно $-15 ÷ -7$ °С и $-27 ÷ -12$ °С. Прибор массового изготовления. После сборки заливается пластмассой и не ремонтируется.

Электронные реле температуры типа РТ-2 и РТ-3. Реле этого типа состоит из термосопротивления R_T (рис. 88) и электронного прибора ЭП, в который входит мостовая схема и усилитель Уо с выходным устройством. В измерительный мост входят четыре резистора. При условии $R_3R_2 = R_T R_1$ мост находится в равновесии, т. е. независимо от величины питающего напряжения U напряжение на выходе моста $U_M = 0$.

Переменным сопротивлением R_3 устанавливают заданную температуру (задатчик). При отклонении сопротивления R_T от равновес-

ного на выходе моста появляется положительное или отрицательное напряжение U_m в зависимости от направления изменения температуры в объекте.

Усилитель преобразует сигнал U_m , замыкая одну из выходных цепей. Реле типа РТ-2 двухпозиционные (замыкается и размыкается одна цепь, например $a-b$). В трехпозиционных реле РТ-3 при $t_{об}$ выше заданной $t_{макс}$ замкнута цепь $a-b$; при $t_{об}$ ниже $t_{мин}$ — замкнута цепь $b-c$. Если $t_{об}$ находится в требуемой зоне, обе цепи разомкнуты (см. рис. 78, б). Дифференциал регулируется переменным сопротивлением R_1 , через которое проходит сигнал обратной связи (от усилителя через $R_{ос}$).

Выходное устройство усилителя может иметь и бесконтактное устройство. При этом сопротивление выходного полупроводникового устройства в момент срабатывания изменяется от $R_{макс}$ почти до нуля, и оно пропускает ток на исполнительный механизм.

Реле РТ-2 и РТ-3 выпускаются с различным диапазоном настройки температуры: $-100 \div 0$; $-50 \div 50$; $50 \div 150$; $-20 \div 20$; $-40 \div 0$ °С и др. Дифференциал регулируется от 0,5 до 10 °С. Цена деления 2 °С. Коммутируемый переменный ток не более 2,5 А (в бесконтактном варианте не более 2 А).

Реле разности температур РРТ-2 и РРТ-3. Схема этих приборов аналогична реле РТ-2, только вместо постоянного резистора R_3 установлено термосопротивление $R_{Т2}$. Как и $R_{Т1}$, оно расположено в измеряемой точке. Расстояние от точек измерения до прибора не более 50 м.

Диапазон настройки разности температур регулируется от 0 до 10 °С. Дифференциал регулируется от 0,2 до 2 °С.

Пропорциональный регулятор температуры типа РТ-П. Этот электронный трехпозиционный прибор ЭП (рис. 89) предназначен для работы с механическим электроприводом, снабженным реостатом обратной связи РОС. Электропривод комплектуется реверсивным пускателем ПР.

При отклонении температуры $t_{об}$ от заданной разбаланс моста U_m подается на усилитель и замыкается выходная цепь (например, $a-b$). Пускатель ПР вращает двигатель ИМ в определенном направлении, и регулирующий орган РО (например, клапан) обеспечивает снижение температуры. Одновременно с открытием РО реостат дви-

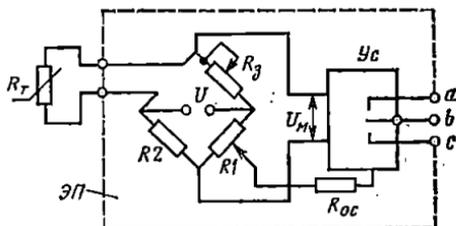


Рис. 88. Упрощенная схема электронного реле температуры РТ-2 и РТ-3

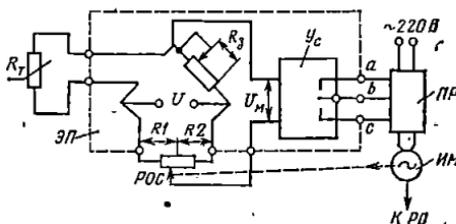


Рис. 89. Схема электронного пропорционального регулятора температуры РТ-П

гателя POC , включенный в мостовую схему, изменяет отношение сопротивлений R_1 и R_2 , пока снова не наступит баланс. Каждому значению $t_{об}$ соответствует свое отношение R_1/R_2 . При $t_{об} < t_{вод}$ разбаланс моста через усилитель замыкает цепь $b-c$, и двигатель начинает вращаться в обратную сторону. Чем больше $t_{об}$, тем больше установившееся значение поворота двигателя и открытия клапана, т. е. обеспечивается пропорциональный закон регулирования.

Диапазоны настройки регулирования температуры такие же, как и у РТ-2: $-100 \div 0$; $-50 \div 50$ °С и др. Диапазон пропорциональности регулируется от 1,5 до 5 °С.

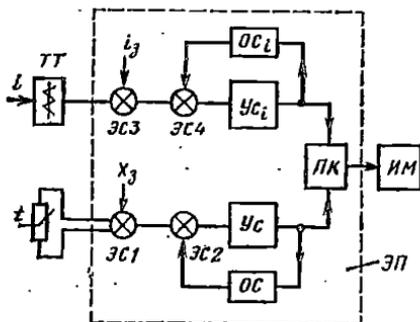


Рис. 90. Функциональная схема регулятора температуры (типа РТ-ПИ) с дополнительным каналом по току

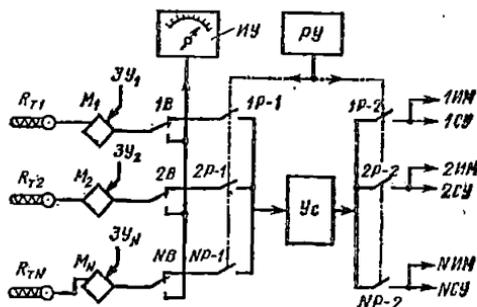


Рис. 91. Функциональная схема много-точечного реле температуры (типа М4)

Регулятор температуры типа РТ-ПИ. Для регулирования температуры в установках с винтовыми компрессорами применяют регуляторы типа РТ-ПИ (рис. 90) с дополнительным каналом, который предохраняет электродвигатель компрессора от перегрузки.

В основном канале отклонение температуры объекта от заданной преобразуется измерительным мостом (элементом сравнения ЭС1) в изменение напряжения U_M . Сигнал обратной связи ОС, поступающий с выхода усилителя на ЭС2, имеет инерционное запаздывание, что позволяет осуществить закон ПИ-регулирования. Через переключатель каналов ПК сигнал поступает на исполнительный механизм ИМ и обеспечивает поддержание заданной температуры. Если при этом сила тока в электродвигателе выше допустимой, то дополнительный канал, подключенный к трансформатору тока ТТ, преобразует поступающий сигнал и, также преобразуя его по закону ПИ-регулирования, подает на переключатель каналов ПК. При этом сигнал основного канала (по температуре) исчезает, и компрессор продолжает работать при максимальной нагрузке, но не допускающей токовой перегрузки. При снижении силы тока до допустимого предела опять включается основной канал.

Диапазон регулирования заданной температуры приборов РТ-ПИ-01 и РТ-ПИ-03 от -40 до 0 °С и РТ-ПИ-02 и РТ-ПИ-04 от -20 до 20 °С. Цена деления уставок 2 °С. Зона нечувствительности 0,5 °С. Приборы с цифрами 01 и 03 имеют платиновое термосопр-

тивление (ТСП), а с цифрами 02 и 04 — медное (ТСМ). Дистанционность приборов до 300 м (при этом сопротивление провода не более 5 Ом).

Многоканальные реле температуры. Для одновременного регулирования температуры во многих камерах очень удобны многоканальные (многоточечные) реле температуры (типа АМУР или М4). Упрощенная схема многоканального реле температуры показана на рис. 91. В каждой камере установлены термосопротивления $R_{T1}, R_{T2}, \dots, R_{TN}$ (типа ТСП или ТСМ), подключенные к соответствующим измерительным мостам M_1, M_2, \dots, M_N с датчиками $ZУ_1, ZУ_2, \dots, ZУ_N$. Распределительное устройство РУ поочередно включает свои реле $1P, 2P, \dots, NP$, одновременно подключая при этом разбаланс моста соответствующего датчика температуры к общему усилителю УС, а выходной сигнал с усилителя — к исполнительным механизмам ИМ и сигнальным устройствам. Так, при опросе камеры № 1 включаются контакты $1P-1$ и $1P-2$. Если температура выше заданной, то срабатывает ИИМ (например, соленоидный вентиль подачи в камеру холодного рассола) и может подаваться сигнал на сигнальное устройство ИСУ. При опросе следующей камеры контакты $1P-1$ и $1P-2$ размыкаются, а контакты $2P-1$ и $2P-2$ замыкаются, включая второй канал (R_{T2} — 2ИМ). Пока РУ обегает все камеры, ИИМ остается включенным. При повторном опросе, если температура в камере № 1 стала ниже заданной, ИИМ отключается.

Выключателями $1В, 2В, \dots, NВ$ можно подключить датчик любой камеры к измерительному устройству ИУ.

Преимущество многоканальных реле температуры в том, что на большое число точек требуется только один усилитель и одно измерительное устройство.

Техническая характеристика реле М4

Число точек регулирования	60, 120, 180 и 240
Диапазоны регулирования и измерения	$-50 \div 50; -50 \div 100; 0 \div 100$
Дискретность регулирования уставок	1°C
Дифференциал	1°C
Скорость обегания	5; 25; 0,31 и 0,08 точек/с

Примечание. При скорости 0,08 точек/с время обегания 120 точек равно 25 мин. Для камер более частый опрос практически не требуется вследствие их большой тепловой инерции.

Машины М4 на 60 и 120 точек имеют один шкаф с общими устройствами (УС, ИУ, РУ), тумбу с печатающим устройством и один шкаф с устройством ввода и вывода сигналов.

§ 6. РЕГУЛЯТОРЫ ПЕРЕГРЕВА

Для регулирования заполнения испарителя хладагентом широко используют пропорциональные регуляторы перегрева, называемые обычно терморегулирующими вентилями (ТРВ).

Под перегревом пара на выходе из испарителя θ (тэта) понимают разность между температурой пара на выходе из испарителя $t_{\text{вых}}$ и температурой кипения t_0 , соответствующей давлению в испарителе p_0 : $\theta = t_{\text{вых}} - t_0$.

При уменьшении заполнения испарителя перегрев θ растет, и ТРВ автоматически увеличивает подачу хладагента, пока перегрев не уменьшится почти до начального значения. По способу отбора давления кипения различают ТРВ с внутренним и внешним отбором.

ТРВ с внутренним отбором. Температура на выходе из испарителя (рис. 92) воспринимается термобаллоном, заполненным тем же хладагентом, что и испаритель (например, R12). С повышением $t_{\text{вых}}$ давление в термобаллоне растет и по капиллярной трубке δ подается на мембрану 7. Давление в испарителе p_0 , определяющее температуру кипения t_0 и возникающее после дросселирования в клапане 5,

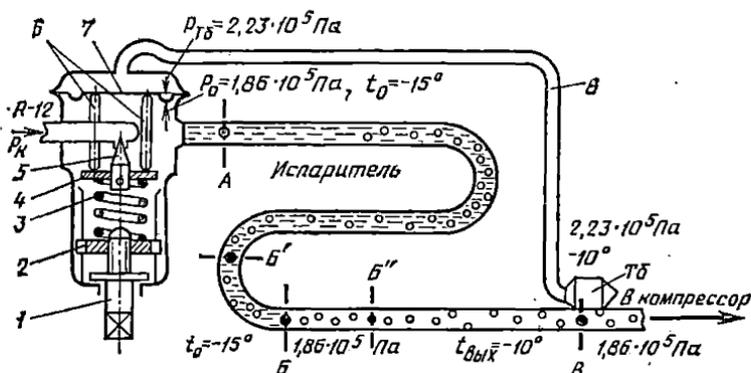


Рис. 92. Схема работы ТРВ

воздействует на мембрану 7 снизу. С повышением перегрева эта разность давлений возрастает, мембрана 7 прогибается вниз и через толкатели 6 и иглодержатель 4 сжимает пружину 3, открывая клапан 5.

Поясним работу ТРВ конкретным примером. Жидкий хладон-12 из ресивера поступает к ТРВ с давлением p_k . В отверстии клапана жидкость дросселируется, давление ее падает до давления в испарителе $p_0 = 1,86 \cdot 10^5$ Па, которое поддерживается компрессором. При этом часть жидкости превращается в пар, а температура остальной жидкости снижается до -15°C (точка А). При движении по трубкам испарителя концентрация пара за счет теплопритока увеличивается, и в некоторой точке Б вся жидкость превратится в насыщенный пар. Если считать, что давление на выходе из испарителя примерно такое же, как и на входе, то температура кипения на всем участке АБ постоянная и равна -15°C . На участке БВ теплоприток идет уже не на кипение, а на подогрев пара. Если пар перегреется на 5°C , то температура его на выходе из испарителя станет -10°C . Примерно такую же температуру (-10°) примет и термобаллон, но давление в нем будет не $1,86 \cdot 10^5$ Па, как в испарителе, а $2,23 \cdot 10^5$ Па, так как в нем насыщенный пар и давление его определяется температурой (-10°C). В точке же В (в испарителе) давление определяется производительностью компрессора.

Таким образом, перегреву пара на 5°C (от -15 до -10°C) соответствует разность давлений $0,37 \cdot 10^5$ Па:

$$\theta = t_{\text{вых}} - t_0 = -10 - (-15) = 5;$$

$$\Delta p = p_{\text{ТБ}} - p_0 = 2,23 - 1,86 = 0,37.$$

Эта разность давлений, прогибая мембрану вниз, открывает клапан до тех пор, пока усилие сжатой пружины не уравнивает разность давлений.

Заданное начальное значение перегрева устанавливается соответствующим натяжением пружины 3. При повороте винта 1 гайка 2 скользит по прорезям в корпусе и сжимает пружину 3.

С увеличением тепловой нагрузки подача жидкости через ТРВ должна быть больше. А это возможно лишь при большем перегреве (точка B'), т. е. испаритель немного недозаполнен. А с увеличением давления p_k пропускная способность ТРВ увеличивается, и требуемая производительность будет обеспечена при меньшем перегреве (точка B''). Таким образом, ТРВ, как всякий П-регулятор, дает некоторую статическую ошибку.

Переходная характеристика ТРВ существенно отличается от идеальной (см. рис. 75, з). При ступенчатом увеличении перегрева (например, за счет резкого снижения p_0 при включении компрессора) клапан резко открывается, жидкость переходит за точку B'' . Давление p_0 сразу возрастет, а термобаллон охладится, и перегрев уменьшится; клапан прикроется, и жидкость будет отступать к точке B' . Амплитуда колебаний ($B''-B'$) постепенно уменьшается, и перегрев станет соответствовать точке B . Эти колебания удастся проследить даже визуально: по обмерзанию и оттаиванию трубопровода на выходе из испарителя. При остановке компрессора давление в испарителе растет, и ТРВ закрывается.

Техническая характеристика ТРВ. В марке прибора указывают хладагент (начальная цифра) и максимальную холодопроизводительность. Например, 12ТРВ-4 рассчитан для работы на хладоне-12 до 4 тыс. ккал/ч.

Диапазон регулирования начала открытия — от 2 до 8°C . Диапазон пропорциональности (нерегулируемый) $4-6^{\circ}\text{C}$. Длина капиллярной трубки — до 3 м.

ТРВ с внешним отбором. При равновесии клапана сила давления в термобаллоне (над мембраной) равна сумме сил давления под мембрану и пружины. Для малых сечений дроссельного клапана силой давления жидкости на клапан можно пренебречь. Однако для ТРВ большой производительности (ТРВ-6 и выше) сила давления на клапан сравнительно велика и, чтобы ее уравновесить, надо увеличить жесткость пружины, а это уменьшает чувствительность прибора.

В ТРВ с внешним отбором (рис. 93) на выходе из ТРВ установлено дроссельное сечение 11, что увеличивает давление под клапаном. Чтобы это промежуточное давление $p_{\text{др}}$ не воздействовало на мембрану, установлена диафрагма 10, а давление под мембрану подается со стороны выхода из испарителя по уравнительной трубке 9.

Принцип работы *ТРВ* не изменяется: чем больше перегрев, тем больше разность давлений на мембрану ($p_{тв} - p_0$) и больше открыт клапан. Повышенное давление под клапаном *б* уравнивает его, облегчая работу пружины *з*. Кроме того, повышенное давление на выходе из *ТРВ* (перед дросселем) позволяет использовать прибор для питания нескольких параллельных секций испарителя.

Подача под мембрану более теплого пара (со стороны выхода испарителя) практически исключает возможность конденсации пара над мембраной, что улучшает работу термобаллона.

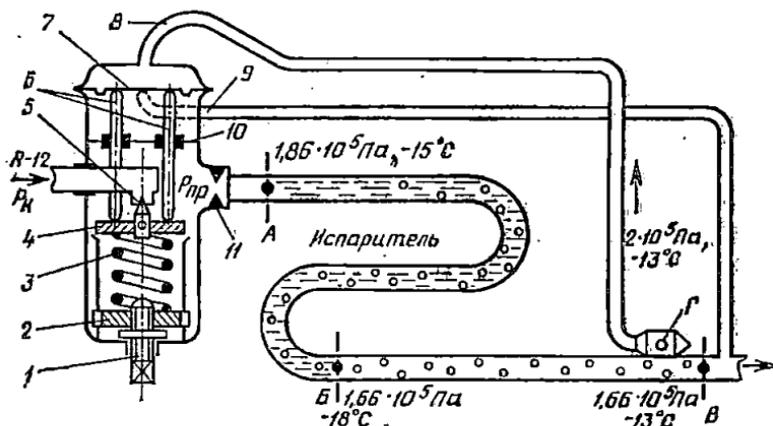


Рис. 93. Схема *ТРВ* с внешним отбором:

1 — винт регулирования перегрева начала открытия; 2 — гайка; 3 — пружина; 4 — иглодержатель; 5 — клапан; 6 — толкатели; 7 — мембрана; 8 — капиллярная трубка; 9 — уравнивательная трубка; 10 — диафрагма; 11 — дроссельное сечение

В испарителях с большим гидравлическим сопротивлением (более $0,2 \cdot 10^6$ Па) давление на выходе меньше, чем на входе. Подача под мембрану более низкого давления (со стороны выхода) увеличивает Δp при том же перегреве, т. е. увеличивает чувствительность прибора.

§ 7. РЕЛЕ И РЕГУЛЯТОРЫ УРОВНЯ. СОЛЕНОИДНЫЕ ВЕНТИЛИ

Чувствительные элементы уровня. Простейшим преобразователем изменения уровня является пустотелый шарик — *плавающий поплавок*. Чтобы частые колебания уровня, связанные с резким изменением нагрузки, не отражались на положении поплавка, поплавок обычно помещают не в самом сосуде, а в отдельной камере, связанной с основным сосудом жидкостной и паровой трубками.

Более устойчивым является *тонущий поплавок*. Вес его уравнивается не только выталкивающей силой жидкости, но и пружиной. Поплавок преобразует изменение уровня в перемещение рычагов и клапана или в электрические параметры (сопротивление, индуктивность, емкость).

Иногда изменение уровня преобразуют в давление или температуру. При электрическом подогреве внутри термобаллона температура

(и давление в нем) определяется количеством отводимого тепла. При омывании термобаллона жидкостью коэффициент теплоотдачи выше, поэтому температура его падает.

Приборы регулирования уровня. Эти приборы находят применение для поддержания уровня в испарителях (непрямоточного типа), циркуляционных ресиверах, маслоотделителях, а также служат для защиты установок (отключение компрессоров при угрозе попадания жидкости в цилиндр компрессора) и сигнализации.

Различают регуляторы уровня низкого и высокого давления. У регуляторов уровня низкого давления (рис. 94, а) преобразователь уровня $ПрУ$ находится на стороне низкого давления ($p_2 < p_1$), а регулирующий орган $РО$ — на стороне притока жидкости. С повышением уровня клапан у них должен закрываться. У регуляторов высокого давления «До себя» (рис. 94, б) — с повышением уровня клапан должен открываться. Для больших проходных сечений применяют регуляторы уровня непрямого действия. В двухпозиционных регуля-

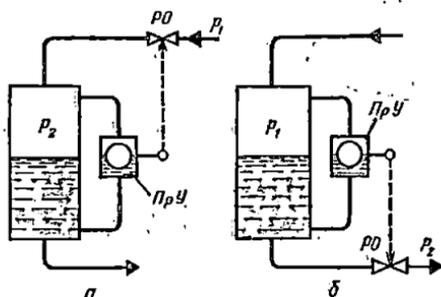


Рис. 94. Схемы включения регуляторов уровня:

а — низкого давления; б — высокого давления

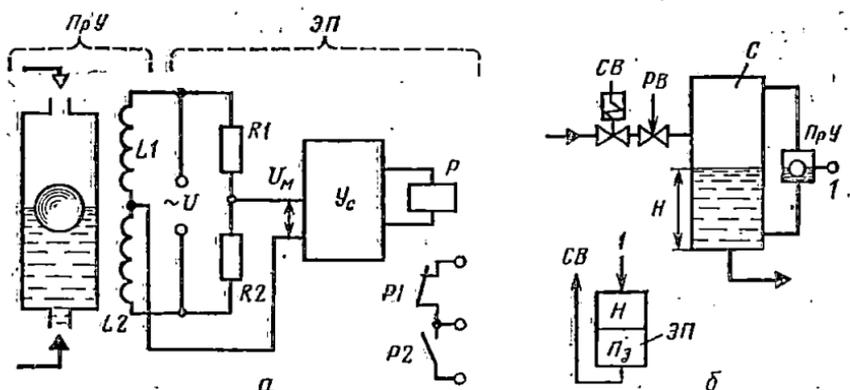


Рис. 95. Упрощенная схема реле уровня ПРУ-5М:
а — схема прибора; б — схема включения

торах первичным преобразователем обычно служит реле уровня, которое при повышении уровня включает соленоидный вентиль.

Реле уровня ПРУ-5М. Это реле состоит из индуктивного датчика — первичного преобразователя уровня $ПрУ$ (рис. 95) и электронного блока $ЭП$, включающего в себя усилитель $Ус$ и выходное реле $Р$. Среднее положение уровня определяется высотой установки поплавковой камеры; камера и объект образуют сообщающиеся

сосуды. При повышении уровня поплавков увеличивает индуктивность верхней катушки L_1 , уменьшая индуктивность нижней L_2 . Катушки L_1 , L_2 и сопротивления R_1 и R_2 образуют мост переменного тока. Разбаланс моста U_m подается на вход усилителя $Ус$, и срабатывает выходное реле P , размыкая свой контакт $P1$ и замыкая контакт $P2$.

ПРУ-5М предназначено для аммиака, хладонов, масла и воды. Дифференциал 35 ± 15 мм.

Схема включения реле уровней показана на рис. 95, б. При понижении уровня в сосуде C (например, циркуляционный ресивер)

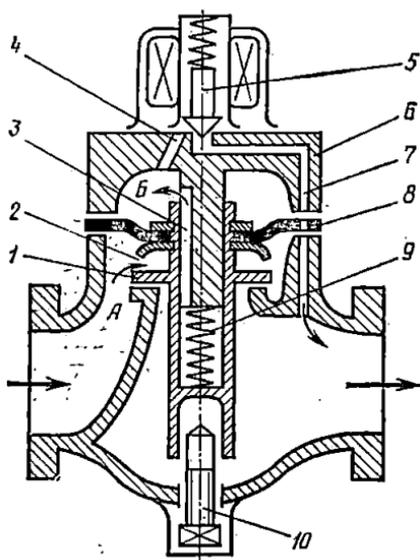


Рис. 96. Соленоидный (электромагнитный) вентиль типа СВМ

датчик $ПрУ$ дает команду на электронный прибор $ЭП$, который выходным контактом включает соленоидный вентиль $СВ$ для подачи аммиака высокого давления через регулирующий вентиль $РВ$.

Соленоидные вентили. Эти исполнительные механизмы при подаче напряжения на катушку вентиля открывают проход жидкости или газу. При малых проходных сечениях (до 10 мм) применяют соленоидные вентили прямого действия: при подаче напряжения на катушку электромагнита сердечник втягивается и открывает соединенный с ним клапан. Для больших диаметров требуются мощные электромагниты, поэтому выгоднее вентили непрямого действия. Наиболее широкое применение у нас получили мембранные соленоидные вентили типа СВМ (рис. 96).

Поступающая на вход (в полость A) жидкость проходит через отверстие щелевого фильтра 2 и по продольному срезу 3 в направляющей крышке 6 поступает в надмембранную полость B . При отсутствии напряжения разгрузочный клапан 5 закрыт и жидкость не может выйти из полости B . Давление жидкости над мембраной 8 (в полости B) становится равным давлению под мембраной. Под действием сжатой пружины 9 клапан 1 опускается вниз и закрывает основной проход. При подаче напряжения разгрузочный клапан 5 открывает отверстие в крышке 6, и жидкость из надмембранной полости B через каналы 4 и 7 сливается. Тогда сила давления жидкости A под мембрану 8 оказывается больше силы пружины 9, стремящейся закрыть основной клапан 1, и клапан открывается. Винт 10 служит не только для принудительного открытия клапана, но и для направления движения основного клапана 1. Вентили типа СВМ (код С326239) выпускают с условным проходом 25, 40, 50 и 65 мм для жидких хладагентов R12, R22, NH_3 и для воды.

Регуляторы уровня прямого действия. В регуляторах уровня прямого действия поплавков через рычаги воздействует непосредственно на клапан. Если поплавков не встроено в сосуд, то камера поплавка соединяется с сосудом двумя трубками, и уровень жидкости в ней такой же, как и в основном аппарате. Несколько иной принцип действия у регулятора высокого давления типа ПР-1, который не имеет паровой трубки (рис. 97). Жидкий хладагент из конденсатора попадает в камеру поплавка 2, поплавок 1 поднимается, вращаясь вокруг оси 5, укрепленной на фланце 6, и клапан, укрепленный на оси 4, поднимается, увеличивая отверстие в седле 9. В трубке 7 агент дополнительно дросселируется и поступает в испаритель. Небольшая часть насыщенных паров по капиллярной трубке 3 проходит на сторону промежуточного давления (перед дросселем 7).

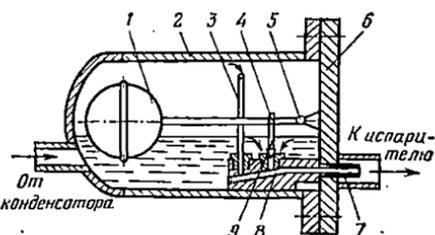


Рис. 97. Поплавковый регулятор высокого давления (ПР-1)

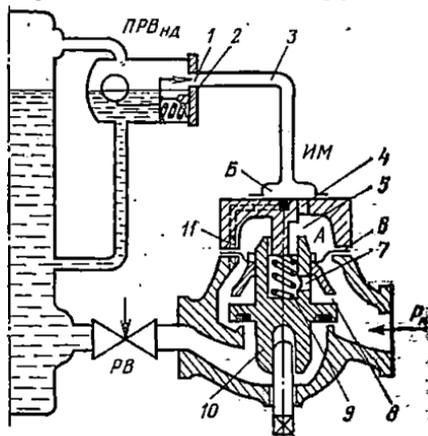


Рис. 98. Регулятор уровня непрямого действия (типа ПРУД)

В результате этого давление в камере поплавка несколько ниже, чем в конденсаторе. Это обеспечивает хорошее поступление жидкости из конденсатора в ПР, даже если регулятор расположен выше конденсатора. Таким образом ПР, поддерживая определенный уровень в камере поплавка, перепускает из конденсатора в испаритель весь жидкий хладагент, задерживая пары высокого давления.

Регуляторы уровня непрямого действия. Эти регуляторы состоят из первичного преобразователя уровня (обычно поплавкового регулятора прямого действия) и исполнительного механизма, в котором для перемещения клапана используется внешняя энергия: давление самой поступающей жидкости, давление пара из конденсатора, сжатого воздуха из пневмосети.

Поплавковый регулятор уровня двухпозиционный (ПРУД) (рис. 98) состоит из управляющего регулятора ПРВ_{нд} проходного типа и исполнительного механизма ИМ. В качестве исполнительного механизма использована нижняя часть мембранных соленоидных вентилей СВМ-25 или СВМ-40 с заглушенным отверстием 11.

Давление жидкости над мембраной 6 в установившемся состоянии определяется количеством жидкости, поступающей в полость А (через щелевой фильтр 8, отверстие 7 и срез в направляющей 5

крышки), и количеством жидкости, вытекающей из этой полости (через отверстия 4 и 1).

При медленном понижении уровня поплавков опускается, сжимая пружину 2. Проходное сечение клапана 1 увеличивается, и давление в трубке 3, а следовательно, и над мембраной 6 (в полости А) уменьшается. Тогда давление жидкости со стороны входа, действуя на мембрану снизу, преодолевает вес клапана 10 и усилие пружины 9. Клапан 10 открывается, увеличивая подачу жидкости в сосуд.

При повышении уровня управляющий поплавок перекрывает отверстие 1, давление над мембраной увеличивается. Когда разность давлений (под мембраной и над мембраной) снизится, клапан 10

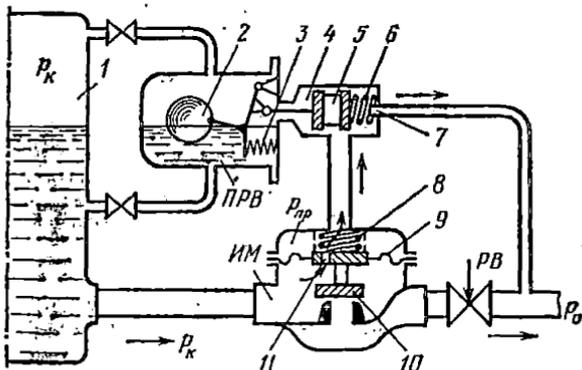


Рис. 99. Схема регулятора уровня высокого давления ПРУДВ

под действием собственного веса и пружины 9 закрывает основной проход поступления жидкости в сосуд.

При открытии сечения 1 давление в трубке так быстро падает, что диапазон пропорциональности становится очень малым, и прибор практически работает как двухпозиционный. Поскольку площадь проходного сечения основного клапана очень велика, для дросселирования жидкости после ИМ ставят регулирующий клапан РВ.

Поплавковый регулятор уровня высокого давления (ПРУДВ) (рис. 99) по конструкции аналогичен регулятору уровня ПРУД, но при повышении уровня в сосуде 1 основной клапан 10 должен не закрыться, а открыться. Исполнительный механизм ИМ у ПРУДВ такой же, как и у ПРУД.

Рассмотрим принцип действия регулятора. Вес поплавка 2 уравновешивается выталкивающей силой жидкости и силой упругости пружин 3 и 6. При снижении уровня выталкивающая сила уменьшается, и поплавок 2 опускается, пока снова не наступит равенство сил. При этом разгрузочный клапан 5, расположенный в предкамере 4, прикрывает отверстие 7, и давление $p_{пр}$ над мембраной 9 повысится, так как поступление жидкости со стороны входа через отверстие 11 станет больше, чем расход через отверстие 7. В результате сила давления $p_{пр}$ и пружины 8 превысит силу давления p_k (под мембрану), и основной клапан 10 уменьшит расход жидкости из сосуда 1 через клапан РВ.

§ 8. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ В ОДНОМ ОХЛАЖДАЕМОМ ОБЪЕКТЕ

Под охлаждаемым объектом понимают воздух в камере, хладонситель на выходе из испарителя или жидкий хладагент, подаваемый в камеры. Температура объекта $t_{об}$ держится постоянной, только если количество отводимой машинной теплоты $Q_{х.м}$ равно тепловой нагрузке $Q_{н}$. При $Q_{х.м} > Q_{н}$ температура в объекте падает.

Машину обычно подбирают с запасом — холодопроизводительностью на 30—40 % больше максимальных теплопритоков. Так, при требуемой температуре t_A принимают $Q_A \approx 1,4Q_{A'}$ (рис. 100). Поэтому при работе машины $t_{об}$ падает. При снижении $t_{об}$ нагрузка $Q_{н}$ растет, а $Q_{х.м}$ падает см. § 2 гл. 9. Температура $t_{об}$ будет падать только до тех пор, пока не наступит равенство $Q_{х.м} = Q_{н}$ (точка B).

Если значение t_B меньше допустимого, то надо уменьшить холодопроизводительность машины до $Q_{х.м}$, и вновь установится температура

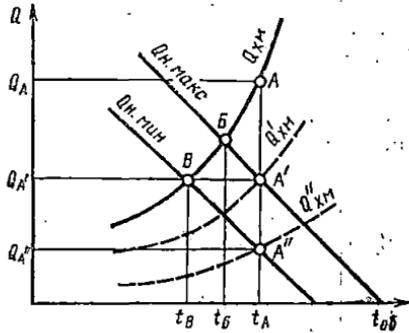


Рис. 100. Зависимость установившихся значений температуры объекта от нагрузки ($Q_{н}$) и холодопроизводительности машины ($Q_{х.м}$)

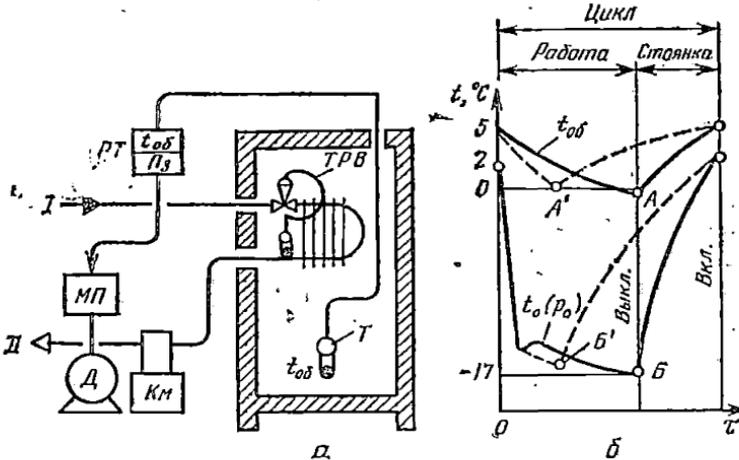


Рис. 101. Регулирование температуры в объекте пуском и остановкой компрессора: а — принципиальная схема регулирования (I — жидкость из конденсатора; II — пар в конденсатор); б — график изменения $t_{об}$ и t_0 при циклической работе

t_A (точка A'). При снижении тепловой нагрузки до $Q_{н, мин}$ установится еще более низкая температура t_B (точка B). Снижением $Q_{х.м}$ до $Q_{х.м}$ можно поддерживать t_A при минимальной нагрузке (точка A'').

Таким образом, для поддержания заданной температуры объекта надо иметь возможность автоматически уменьшать холодопроизводительность машины.

Регулирование температуры пуском и остановкой компрессора. Наиболее простой и экономичный способ снижения холодопроизводительности машины — периодическая остановка компрессора. Реле температуры PT (рис. 101) с термобаллоном T , который воспринимает температуру объекта, через магнитный пускатель $МП$ включает и останавливает двигатель D компрессора $Км$, поддерживая $t_{об}$ в заданных пределах. За период работы (рис. 101, б) $t_{об}$ снижается, например, от 5 до 0 °С (точка A). После остановки компрессора $t_{об}$ растет от 0 до 5 °С, и компрессор вновь включается. С уменьшением тепловой нагрузки остановка компрессора произойдет раньше (точка A'), а нерабочий период увеличится, т. е. снизится коэффициент рабочего времени компрессора (b) и его средняя холодопроизводительность $Q_{км} = bQ_{км. макс.}$

Поскольку компрессор выбран с запасом, то количество пара, отводимого им из испарителя в единицу времени, больше, чем образуется при кипении. Поэтому при работе компрессора давление в испарителе p_0 , а следовательно, и температура кипения t_0 падают. Снижению $t_{об}$ с 5 до 0 °С соответствует снижение t_0 с 2 до -17 °С (точка B) и избыточному давлению R12 с $2,3 \cdot 10^5$ Па до $0,7 \cdot 10^5$ Па. Эта зависимость между $t_{об}$, t_0 и p_0 (см. табл. 36) позволяет применить косвенное регулирование, т. е. поддерживая в заданных пределах t_0 (термобаллон укреплен на испарителе) или давление p_0 (при помощи реле давления), косвенно поддерживать в заданных пределах $t_{об}$.

Косвенное регулирование имеет некоторые преимущества: поддерживать температуру от 2 до -17 °С легче, чем от 5 до 0 °С, так как реле температуры при этом можно взять менее точное; регулирование $t_{об}$ по давлению p_0 одновременно обеспечивает защиту от работы на слишком низком давлении.

Фиксированное значение t_0 и p_0 в момент включения компрессора (2 °С или $2,3 \cdot 10^5$ Па) позволяет осуществить оттаивание испарителя за цикл стоянки компрессора. Однако косвенное регулирование имеет и свои минусы. Так, в случае нарастания снеговой шубы при заданной температуре t_0 значение $t_{об}$ будет несколько выше заданного.

В крупных машинах частый пуск компрессора из-за больших пусковых моментов усложняет электрическую защиту. Поэтому вместо одного крупного компрессора предпочитают устанавливать несколько компрессоров меньшей производительности.

Многопозиционное регулирование температуры. В установке с тремя компрессорами (холодопроизводительностью 100 кВт каждый) можно осуществить четырехпозиционное регулирование (0, 100, 200 и 300 кВт). В насосной схеме (рис. 102) три компрессора поддерживают заданное давление или температуру кипения t_0 в циркуляционном ресивере $ЦР$. Жидкий аммиак с температурой t_0 насосом H подается в испарители камер. Каждый компрессор включается

своим реле температуры. Настройкой их можно осуществить схему пропорционального или астатического шагового регулирования.

В схеме пропорционального шагового регулирования (рис. 102, б) настройка реле смещена. При температуре 4°C и выше работают все три компрессора. Когда температура объекта $t_{об}$ снизится до 2°C ,

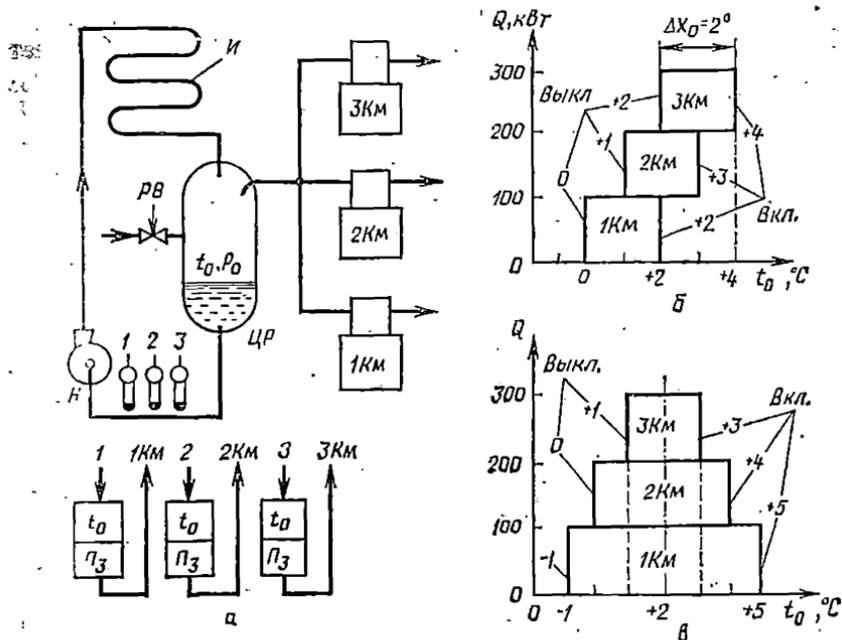


Рис. 102. Схемы многопозиционного регулирования температуры кипения:

а — схема установки; б — схема пропорциональной настройки реле температуры; в — схема астатической настройки реле температуры

компрессор $3КМ$ остановится. Если тепловая нагрузка Q_H больше 200 кВт, $t_{об}$ начнет повышаться, и при 4°C $3КМ$ снова включится. При $Q_H < 200$ кВт после остановки $3КМ$ температура продолжает снижаться, и при 1°C остановится $2КМ$. Если оставшийся в работе компрессор $1КМ$ с нагрузкой не справляется, то $t_{об}$ растет, и при 3°C компрессор $2КМ$ снова включится. Если же $Q_H < 100$ кВт, температура продолжает падать, и при 0°C остановится $1КМ$.

Таким образом, при нагрузке от 0 до 100 кВт работает циклично только $1КМ$, поддерживая $t_{об}$ от 0 до 2°C . При нагрузке от 100 до 200 кВт $1КМ$ работает непрерывно, а $2КМ$ — циклично, $t_{об} = 1 \div 3^{\circ}\text{C}$, и при нагрузке более 200 кВт $1КМ$ и $2КМ$ работают непрерывно, а $3КМ$ — циклично, $t_{об} = 2 \div 4^{\circ}\text{C}$, т. е. чем выше нагрузка, тем выше средняя температура в объекте. Это и характеризует схему пропорционального регулирования.

При большом числе компрессоров отклонение значений $t_{об}$ от заданного при крайних значениях нагрузки может выйти за допустимый предел, так как разность между температурами включения соседних компрессоров должна быть не менее 1°C .

В схеме астатического шагового регулирования (рис. 102, в) независимо от нагрузки циклическая работа компрессора $3КМ$ обеспечивает минимальный дифференциал. Действительно, при $Q_n > 200$ кВт после отключения $3КМ$ при $t_{об} = 1^\circ\text{C}$ оставшиеся два компрессора с нагрузкой не справляются; $t_{об}$ растет, и при 3°C снова включится $3КМ$. Если Q_n в пределах 100—200 кВт, то после остановки $3КМ$ температура продолжает падать, и при 0°C отключится $2КМ$. Оставшийся компрессор $1КМ$ с нагрузкой не справляется. При повышенной $t_{об}$ до 3°C включится $3КМ$ и начнет работать циклично, поддерживая $t_{об}$ от 1 до 3°C (компрессор $2КМ$ стоит). Наконец, если $Q_n < 100$ кВт,

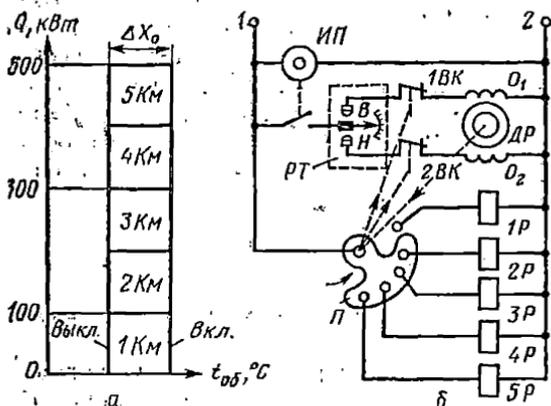


Рис. 103. Астатическое шаговое регулирование с одним реле температуры:

а — настройка реле температуры; б — электрическая схема включения компрессоров

то поочередно останавливаются все три компрессора. Затем при повышении $t_{об}$ до 3°C компрессор $3КМ$ включится и начнет циклично работать, снова обеспечивая $t_{об} = 1 \div 3^\circ\text{C}$. При большом числе компрессоров (более четырех) удобнее применять схему астатического шагового регулирования с одним (трехпозиционным) реле температуры (рис. 103). Если температура объекта выше требуемой (более 3°C), то реле температуры, замыкая свой верхний контакт B , включает обмотку O_1 реверсивного двигателя $ДР$ (рис. 103, б), который вращает с постоянной скоростью переключатель $П$. При этом поочередно через равные промежутки времени включаются реле $1P - 5P$, управляющие соответствующими компрессорами. Когда холодопроизводительность включенных компрессоров окажется больше нагрузки, $t_{об}$ начнет падать, и контакт B реле $РТ$ разомкнется. Переключатель $П$ остановится. Если холодопроизводительность работающих компрессоров окажется равной нагрузке, то $t_{об}$ будет держаться в заданной зоне (от 1 до 3°C). Если же окажется, что $Q_{лим} > Q_n$, то $t_{об}$ будет снижаться, и при 1°C замкнется контакт H реле $РТ$. Двигатель $ДР$ начнет вращать переключатель $П$ в обратную сторону, отключая часть компрессоров. Установившийся режим может быть только в диапазоне $1 - 3^\circ\text{C}$. Концевые выключатели $1ВК$ и $2ВК$ отключают двигатель $ДР$, когда переключатель $П$ занимает одно из крайних положений. Чтобы регулировать интервалы между включением соседних компрессоров, в схему вводят импульсный прерыватель $ИП$. Он периодически замыкает и размыкает цепь питания $ДР$, позволяя при этом регулировать длительность включения и паузы. С увеличением пауз средняя скорость вращения $ДР$ уменьшается.

На крупных компрессорах применяют автоматическое *снижение производительности компрессора отжимом всасывающих клапанов*. При подаче напряжения электромагнит притягивает всасывающий клапан, отключая этим цилиндр компрессора. Благодаря малой инерционности это устройство позволяет с большой частотой отключать и включать клапан, что увеличивает точность регулирования температуры. Схема отключения отдельных цилиндров, как и компрессоров, может быть пропорциональной и астатической. Последняя предпочтительнее.

Плавное регулирование температуры. Плавное изменение производительности компрессора применяют значительно реже. Для плавного изменения частоты вращения ротора нужны специальные электродвигатели с регулируемой частотой вращения. Способы плавного изменения производительности компрессора дросселированием на всасывании или перепуском сжатого пара на сторону всасывания (байпасирование) менее экономичны, чем пуском и остановом компрессора, так как при этом затрачиваемая мощность снижается медленнее, чем убывает производительность.

§ 9. ЗАЩИТА КОМПРЕССОРОВ

Системы автоматической защиты (САЗ). Различают профилактические и аварийные САЗ.

Профилактическая защита воздействует на объект, не дожидаясь наступления опасного режима. Эти системы не имеют обратной связи. Примером может служить автоматическая блокировка пуска крупного компрессора: при остановке водяного насоса или рассольного насоса компрессор останавливается до наступления опасного режима (высокого давления в конденсаторе или замерзания трубок в кожухотрубном испарителе).

Аварийная защита имеет обратную связь, т. е. она воспринимает изменение контролируемого параметра и, когда значение его становится опасным, САЗ отключают один из узлов системы, которому угрожает опасность. В отличие от систем регулирования системы защиты имеют только один предел регулирования (верхний или нижний) и при срабатывании воздействуют на основной канал регулирования, нарушая его работу. При этом контролируемый параметр может продолжать расти или может вернуться в допустимую зону. В последнем случае может быть предусмотрено включение установки самопроизвольное или ручную (после проверки и устранения причин возникновения опасного режима).

САЗ обычно сочетаются с сигнализацией: общей или дифференцированной (указывающей на причину срабатывания), временной или фиксированной (с «запоминанием»). Последняя сохраняет сигнал после того, как параметр возвращается в нормальную зону. При ручном запуске установки «запоминание» снимается.

Число параметров, требующих автоматической защиты, зависит от холодопроизводительности машины, конструкции ее отдельных узлов, схемы их включения, степени опасности хладагента.

На малых фреоновых машинах обычно ставят всего один-два прибора: тепловое реле для защиты электродвигателя от перегрузки и РД для защиты от высокого давления.

На крупных компрессорах, кроме того, обычно предусматривают защиту от высокой температуры нагнетания, от гидравлического удара (попадания жидкости в цилиндр), от нарушения работы режущей смазки, от работы на пониженном давлении, от работы без охлаждения водяной рубашки (у аммиачных компрессоров).

Настройка приборов защиты. Для защиты от высокого давления применяют реле давления. Они должны останавливать компрессор при давлении на $(1 \div 1,5) 10^5$ Па ниже расчетного. Компрессоры новой серии (П110, П220) для аммиака и R22 рассчитаны на избыточное давление конденсации $18,6 \cdot 10^5$ Па, т. е. отключение должно быть при $17 \cdot 10^5$ Па, а компрессоры типа АУ45, АВ100, АУ200 — при $14 \cdot 10^5$ Па. На хладоне-12 отключение должно быть при $p_k = (10 \div 10,5) 10^5$ Па.

Для защиты от низкого давления реле давления РД_н настраивают на отключение при давлении на $0,5 \cdot 10^5$ Па ниже рабочего давления отключения. При чрезмерно низком давлении возможен подсос воздуха в систему, вспенивание и выброс масла из картера при пуске компрессора, замерзание хладоносителя в кожухотрубных испарителях. В последнем случае предусматривают еще блокировку: при остановке рассольного насоса должен остановиться компрессор.

Защита от высокой температуры нагнетания необходима во избежание вспышки масла. Реле температуры должно отключать компрессор при $t_n = 130—135$ °С при работе на аммиаке и R22 и при 100 °С на R12.

Для защиты от нарушения системы смазки применяют реле разности давлений (типа РКС), которые должны останавливать компрессор, когда разность между давлением масла в насосе и давлением в картере падает ниже $(1,5 \div 2) 10^5$ Па.

В аммиачных компрессорах применяют профилактическую защиту от перегрева цилиндра: когда расход воды через водяную рубашку компрессора менее 30 % от номинального, реле расхода отключает компрессор.

Защита от влажного хода осуществляется при помощи реле уровня (типа ПРУ-5М), устанавливаемых на отделителях жидкости или циркуляционных ресиверах. В аммиачных машинах эту защиту дублируют (ставят два реле). Иногда применяют реле влажного хода (РЗ—М2): при появлении влажного пара во всасывающем трубопроводе емкостный датчик резко увеличивает свою электрическую емкость и через усилитель дает команду на остановку компрессора.

Защиту от опасной концентрации аммиака в машинном отделении можно осуществить при помощи реле концентрации аммиака СКА-1 (рис. 104). Первичный преобразователь Т1 (транзистор типа МП-40А или МП-41А с открытым кристаллом) при увеличении концентрации аммиака до $1,5 \pm 1,2$ мг/л изменяет свое сопротивление, и через 2—3 с срабатывает реле РР с магнитоуправляемым кон-

тактом (герконом) КЭМ-1А. Выходное реле 2Р контактом 2Р-3 останавливает компрессор, а контактом 2Р-4 включает аварийную вентиляцию. Сопротивления R_3 и R_2 служат для настройки реле на заданную концентрацию. Трансформатор Tr и выпрямитель на диодах Д1—Д4 обеспечивают прибор питанием. Для снятия сигнала служит выключатель Вк.

Защиту от перегрева обмотки электродвигателей осуществляют тепловыми реле. Время их срабатывания зависит от степени перегрузки (от отношения тока перегрузки к номинальному). При перегрузке 35 % реле должно отключить компрессор за 20—30 мин, при четырехкратной перегрузке (например, при запуске компрес-

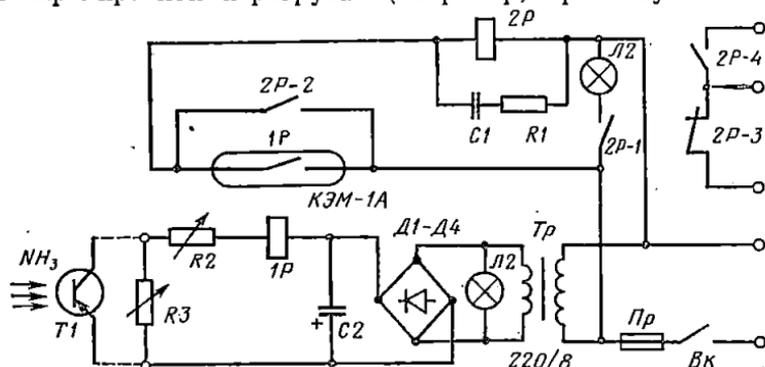


Рис. 104. Схема реле концентрации аммиака СКА-1

сора на двух фазах) — за 20—40 с. У домашних холодильников тепловое реле с самовозвратом. Тепловые реле типа АП50 и у магнитных пускателей имеют защелки, т. е. требуют для повторной работы нажатия на кнопку.

Подключение и взаимодействие приборов защиты можно проследить по электрическим схемам автоматизации компрессорной группы и других узлов установки.

§ 10. ПУЛЬТЫ УПРАВЛЕНИЯ КОМПРЕССОРОМ

Пульты управления располагают непосредственно около компрессора. К пульту подается питание (~ 220 В) и подключаются приборы автоматики: для автоматического пуска и остановки компрессора — реле температуры PT или выходное реле $T-PP$ электронного регулятора температуры; для защиты компрессора от опасных режимов, а также блокирующие контакты из других схем автоматики, не допускающие включения компрессора, если, например, не включены насосы, цепь общей защиты и др.

Выходные сигналы с пульта дают команды: на включение и остановку компрессора (или на щит уменьшения его производительности, например отжимом всасывающих клапанов); на дополнительные операции, необходимые для включения и нормальной работы компрессора (открытие соленоидных вентилей подачи воды, байпасов и др.); на аварийную остановку компрессора с одновременным включением аварийной сигнализации.

Пульт типа ПУСК-11. Этот пульт (рис. 105) предназначен для управления аммиачным одноступенчатым компрессором. Для автоматической работы компрессора с асинхронным электродвигателем ДК надо включить автоматом АВ1 силовую цепь двигателя (рис. 105, б), автоматом АВ2 — цепь управления (катушки пуска-теля П) и питания пульта. Напряжение на пульте (клемма 1) окажется только при замкнутых контактах выходных реле НР—РП и НВ—РП, т. е. после включения рассольного и водяного насосов (контакты из других схем обводятся пунктиром).

Автоматом АВ₀ (рис. 105, в) включаем цепь общей защиты. Если уровень жидкого аммиака в отделителе жидкости ниже допустимого предела, то контакты реле уровнем 1РУ_А и 2РУ_А замкнуты, реле РЗ₀ срабатывает и замыкает свой контакт РЗ₀, подключенный в цепь приборов защиты пульта к клеммам 55 и 58.

Ключ режимов КР, который имеет три положения: А — автоматика, П — полуавтоматика и О — отключено; — ставим в положение А и одновременно нажимаем кнопку деблокировки КД, чтобы включить аварийное реле РА (цепь 15). Ток пройдет по цепи 1, Пр, КС, КР, РП2, РП1, РП1, РД, РТ_в, РЗ₀, КД, РА, N. После отпущения кнопки КД контакт РА обеспечит катушке РА самопитание и включит тиратрон ЛС (цепь 14 — «Защита подготовлена»). Другой контакт РА подготовит цепь реле управления компрессором РУ (цепь 1). При повышении температуры контакт температурного реле Т—РП замкнет эту цепь (1, Пр, КС, Т-РП, КР, РА, РУ, N) и реле РУ своим контактом (68—69) даст команду в цепь управления компрессором (рис. 105, б). Пускатель П включит двигатель компрессора ДК. Другой контакт РУ (цепь 2) включит нагреватели реле времени РВ1 и РВ2 (3) и с выходной клеммы 23 даст команду на открытие соленоидного вентиля СВВ для прохода воды в рубашку компрессора. Через 30 с контакт РВ1 замкнется и включится реле РП1, которое своими контактами (РП1) встанет на самопитание, оборвет цепь 3 (отключит нагреватели) и контактами в цепи 8 и 9 снимет шунты с реле расхода РР и реле контроля смазки РКС. Но за эти 30 с контакт РР замкнется от давления воды, а контакт РКС — от давления маслонасоса, т. е. эти приборы окажутся включенными в цепь защиты (15). Выходной контакт РП1 (с клеммы 25) разомкнется и даст команду на закрытие соленоидного вентиля СВВ на линии байпаса. Если мощность двигателя обеспечивает пуск компрессора без разгрузки, то байпас не ставят.

В полуавтоматическом режиме ключ КР ставят в положение П. Кнопкой КД также включают цепь защиты (15), и контакт РА подготавливает цепь управления (1). Пуск и остановка компрессора осуществляются не от реле температуры Т-РП, а нажатием кнопок КП и КС. При нажатии кнопки КП включается РУ и контакт РУ (2) шунтирует кнопку КП.

При срабатывании любого из приборов защиты (например, РД при опасном давлении нагнетания) обрывается цепь РА (15), контакт РА обрывает цепь управления РУ (1) и контакт РУ дает команду на остановку компрессора. Выходной контакт РА, подключенный

к шине мигающего света ШМС (рис. 105, г), через ключ КР с клеммы 67 включает красную лампочку ЛК, которая начинает мигать. Другой замкнувшийся контакт РА с клеммы 64 включает аварийный

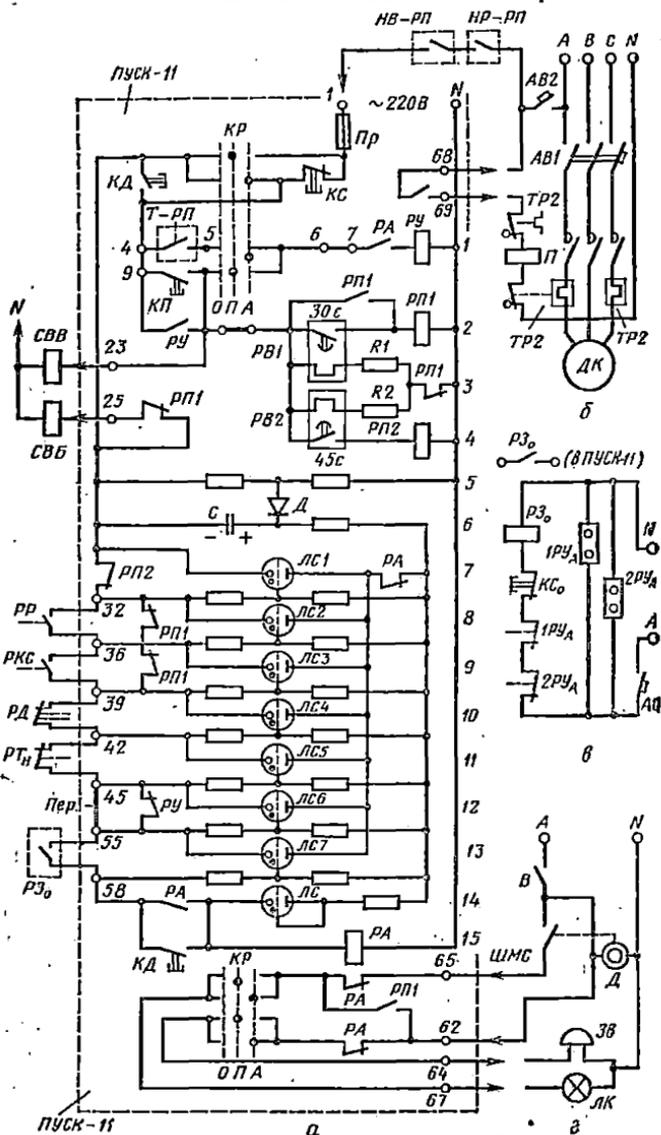


Рис. 105. Схемы включения приборов защиты и управления компрессора:

а — пульт ПУСК-11; б — схема электропривода двигателя компрессора; в — схема общей защиты; г — схема аварийной сигнализации

звонок. При повторном пуске компрессора контакты РА в цепи сигнализации размыкаются, а контакт РП1 через 30 с замкнется. Лампочка ЛК будет гореть не мигая (по цепи А, В, 62, РП1, КР, 67, ЛК, N). Двигатель Д импульсами прерывает цепь ШМС.

Одновременно с остановкой компрессора и общей сигнализацией срабатывание прибора защиты вызывает загорание соответствующего

тиратрона на пульте. При срабатывании *РД* обрывается подача отрицательного заряда на сетку тиратрона *ЛС4* (10), подававшегося с клеммы 42. Положительный заряд, поступающий на сетку *ЛС4* с выпрямительного диода *Д* отпирает тиратрон, и анодный ток ($-C - РП2 - РП1, РП1, ЛС4, РА, +C$) зажигает тиратрон *ЛС4*. Тиратроны *ЛС5—ЛС7* не зажгутся, так как *РД* разрывает их анодные цепи, а тиратроны *ЛС1—ЛС3* заперты отрицательным зарядом на сетку.

Для пуска компрессора надо устранить причину срабатывания *РД* и нажать кнопку *КД*. При включении *РА* контакт *РА* (7) разрывает анодные цепи тиратронов и гасит «запоминание» причины срабатывания (на пульте каждый тиратрон имеет надпись: «Масло», «Вода», «Температура нагнетания» и т. д.).

В случае отказа в работе реле времени *РВ1* контакт *РП1* (3) не отключает нагревателя *РВ2*, и через 45 с сработает реле *РП2* (4), которое контактом *РП2* (7) разорвет аварийную цепь *РА* и зажжет тиратрон *ЛС1* («Отказ ввода защит»).

Пульт ПУСК-11 позволяет включать и асинхронные двигатели с фазным ротором (заменой перемычек 4—9 и 6—7 концевыми выключателями), а также синхронные двигатели. Аналогичные пульты ПУСК-21 и ПУСК-22 предназначены для управления двухступенчатыми компрессорами с общим двигателем и с отдельными двигателями.

Пульт УК-74. Этот пульт выполняет те же функции, что и ПУСК-11, но имеет некоторые особенности в электрической схеме (рис. 106). Ключ режимов *КР* кроме режимов автоматики (*А*) и полуавтоматики (*П*) имеет местный режим (*М*), в котором контактом *КР—5* (цепь 15) шунтированы все приборы защиты, кроме реле давления *РД* во избежание пуска компрессора с закрытым нагнетательным вентилем. Вместо двух имеется одно, но более надежное электронное реле времени *РВ*. Выпрямитель *Вп* собран по мостовой схеме на четырех диодах.

Рассмотрим работу пульты. После включения силовой цепи электропривода компрессора (см. рис. 105, б) и подачи питания на пульт (фаза *А* и *Н* на рис. 106) ключ режимов поворачиваем в положение *А* («Автоматика»). Со вторичной обмотки трансформатора *Тр* (4) через выпрямитель *Вп* (5) подается постоянное напряжение в цепи управления (6) и защиты (16). При включении схемы общей защиты (см. рис. 105, в) реле *РЗ₀* замкнет контакт *РЗ₀* (12) и подготовит цепь защиты.

Кнопкой *КД* (16) включаем реле *РА* (по цепи: +, Стоп, *КД*, *РА*, *РЗ₀*, *РВ*, *РТ_н*, *РВ*, *РД*, —) и через диод *Д1* реле сброса сигнала *РСС*. Контакт *РА* (6) подготавливает цепь управления, а контакт *РА* (15) шунтирует кнопку *КД*. Если включены рассольный и водяной насосы (т. е. замкнуты контакты *НР—РП* и *НВ—РП*), то реле температуры *РТ* может включать и останавливать компрессор, поддерживая автоматически заданную температуру.

При включении *РТ* реле управления *РУ* контактом *РУ* (2) дает команду на включение компрессора и подготавливает цепь питания

испарителя *II* (при повышении уровня жидкости реле уровня *РУ_н* отключает соленоидный вентиль *СВ* на линии подачи жидкости). Одновременно с этим контакт *РУ* (5) включает реле времени *РВ*,

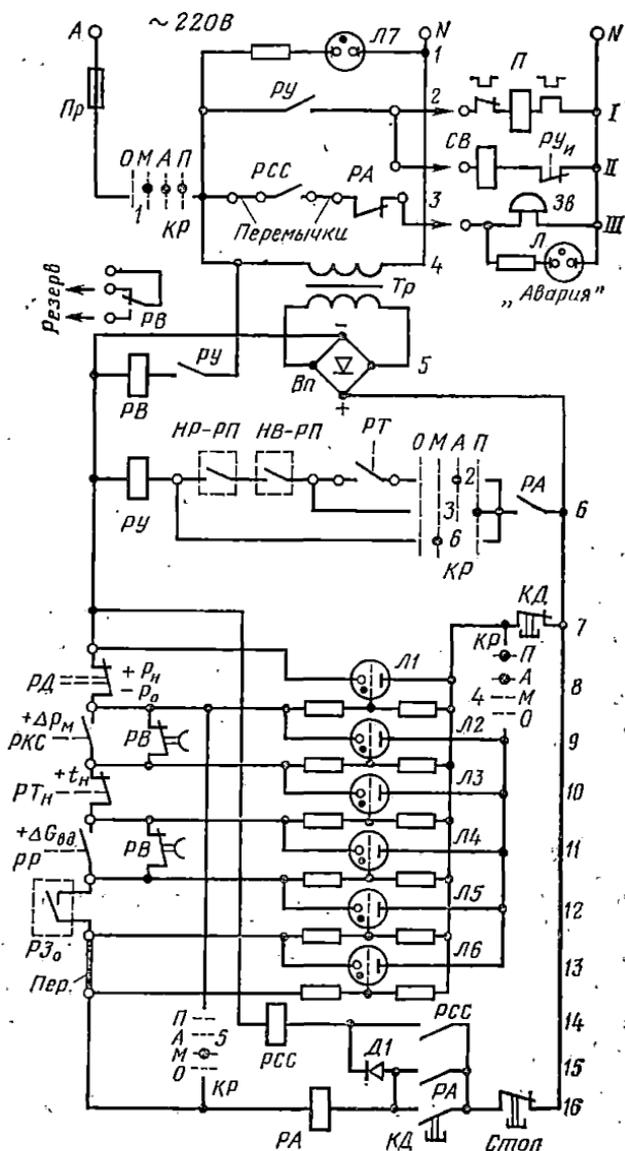


Рис. 106. Схема пульты УК-74:

I — цепь управления электропривода компрессора (см. рис. 105, б); *II* — цепь питания испарителя жидким хладагентом; *III* — аварийная сигнализация

и контакты *РВ* в цепях 9 и 11 через 10—15 с. снимают шунты с *РКС* и *РР*. За это время давление масла после насоса более чем на 2×10^5 Па превысит давление в картере и замкнет контакты *РКС*. Аналогично давление воды замкнет контакты реле протока *РР*.

Резервный контакт $PВ$ (4) можно использовать, например, для включения соленоидного вентиля на линии байпаса.

В полуавтоматическом режиме компрессор включают поворотом $KР$ в положение $П$ независимо от реле температуры PT (6). В местном режиме M дополнительно снимается блокировка насосов ($HP—PP$ и $HВ—PP$ могут быть разомкнуты), а в цепи защиты остается только $РД$.

При срабатывании любого прибора защиты в режимах A и $П$ обрывается цепь $РА$ (16). Контакт $РА$ в цепи (6) отключает $РУ$ и останавливает компрессор, а контакт $РА$ в цепи 3, замкнувшись, дает команду в цепь аварийной сигнализации (III). Контакт PCC в цепи 3 был замкнут после включения кнопкой реле $РА$ и PCC . При обрыве цепи 16 PCC остается на самопитании контактом PCC (14). Поэтому в аварийном режиме цепь 3 замкнута.

Срабатывание прибора защиты (например, PT_n) одновременно с остановкой компрессора включает тиратрон $ЛЗ$, так как снимается отрицательный заряд с сетки тиратрона при сохранении анодной цепи. При остановке компрессора температура нагнетания снижается до $130^\circ C$, и контакты PT_n замкнутся, но $РА$ не включится, так как диод $Д1$ не пропустит ток по цепи 16, Стоп, PCC , $Д1$, $РА$... Для повторного пуска компрессора надо нажать кнопку $КД$ для включения $РА$ (16) и для отключения $ЛЗ$ контактом $КД$ (7).

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Что называют самовыравниванием? Нужно ли автоматическое регулирование, если объект обладает самовыравниванием?
2. Какие основные элементы регуляторов прямого и непрямого действия?
3. Нарисуйте статическую характеристику П-регулятора. Как регулируется у него диапазон пропорциональности и диапазон начала открытия? Дайте пример.
4. Как регулируется значение выключения и дифференциал у двухпозиционного реле давления (или температуры)? Как настроить прибор на заданные значения $X_{выкл}$ и $X_{вкл}$?
5. Объясните принцип действия ТРВ.
6. Как настраивают реле температуры при многопозиционном пропорциональном и астатическом регулировании?
7. Какие опасные режимы в работе холодильной машины и какие приборы служат для защиты машин? По памяти составьте таблицу.
8. Какие функции выполняют пульты управления компрессором? Выпишите цепь управления и цепь защиты в пультах ПУСК-11 и УК-74.

Глава 10. ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И УСТАНОВКИ

§ 1. ОПРЕДЕЛЕНИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ

Под *холодильной машиной* понимают комплекс узлов, обеспечивающих отвод теплоты от охлаждаемого объекта (хладоносителя или непосредственно камеры). Например, для компрессионной машины — это испаритель, компрессор, конденсатор и дроссельное устройство. В комплект машины могут входить вспомогательные устройства (фильтры, осушители, ресиверы и др.). Современные машины пол-

ностью или частично автоматизированы. Автоматизированные машины укомплектованы приборами автоматики.

Холодильная машина может быть полностью собрана на заводе и встроена в шкаф прилавок или другое оборудование, но может поставляться и без оборудования. В этом случае монтаж машины производит заказчик.

Крупные машины поставляются заводом не целиком, а в виде отдельных узлов. Часто на заводах агрегируют отдельные узлы, т. е. собирают их на общей раме.

Компрессорный агрегат (А) включает в себя компрессор, электродвигатель, щиток с манометрами, приборами защиты и управления.

Компрессорно-конденсаторный агрегат (АК) состоит из компрессора с электродвигателем, конденсатора с водяным охлаждением, реле давления, арматуры и проч.

Агрегат с компрессором и конденсатором воздушного охлаждения обозначают АВ. Обычно он имеет еще ресивер.

Компрессорно-испарительный агрегат (АТ) объединяет компрессор с электродвигателем и испаритель (с теплообменником и регулирующей станцией).

Испарительный агрегат обычно состоит из испарителя, линейного ресивера и регулирующей станции. Возможны и другие компоненты отдельных узлов.

Холодильные машины классифицируют:

1) по способу получения холода (см. гл. 2) — на паровые (компрессионные, абсорбционные, парожекторные), воздушные, термоэлектрические;

2) по температуре охлаждаемого объекта — на высокотемпературные (для кондиционирования воздуха), среднетемпературные ($0 \div -10^\circ\text{C}$), низкотемпературные (-15°C и ниже);

3) по холодопроизводительности — на малые — до 15 кВт, средние — от 15 до 110 кВт, крупные — свыше 110 кВт;

4) по хладагенту — на аммиачные, фреоновые (R12, R22 и др.), воздушные, каскадные (с разными хладагентами).

Кроме того, машины могут различаться конструкцией основных узлов: испарителя (для охлаждения жидкостей или воздуха); конденсатора (с воздушным или водяным охлаждением); компрессора (поршневые, ротационные, центробежные, винтовые и др.).

Машины для охлаждения жидкостей имеют обозначение МКТ (или МВТ при воздушном охлаждении конденсатора). Двухступенчатые машины дополнительно имеют букву Д, а каскадные Н. Машины для охлаждения воздуха обозначают МКВ (или МВВ — с воздушным конденсатором). Иногда заводские обозначения отличаются от предусмотренных ГОСТом.

Холодильной установкой называют холодильную машину вместе с охлаждаемым объектом и вспомогательными устройствами. К малым холодильным установкам относятся домашние холодильники, охлаждаемые торговые автоматы, льдогенераторы, морозильные аппараты, термобарокамеры. Крупные холодильные установки используют на крупных холодильниках различного назначения. Для таких

установок составляют проект, поставляют на объект предусмотренное проектом оборудование, проводят его монтаж и пуск, и, когда холодильник вступает в строй, начинается эксплуатация этого оборудования с периодическим ремонтом.

Холодильные установки классифицируют:

1) по системе охлаждения — на установки непосредственного охлаждения, с промежуточным хладоносителем (рассольные или воздушные), смешанного охлаждения (машина охлаждает рассол, рассол охлаждает воздух, а воздух раздается по объектам);

2) по степени опасности — на аммиачные, фреоновые группы А (с компрессорами производительностью $0,017 \text{ м}^3/\text{с}$ и выше ($Q_0 > 12 \text{ кВт}$)), фреоновые группы Б (с компрессором менее $0,017 \text{ м}^3/\text{с}$);

3) по степени автоматизации — на установки ручного управления, частично автоматизированные и полностью автоматизированные.

§ 2. ДОМАШНИЕ ХОЛОДИЛЬНИКИ

Номенклатура выпускаемых домашних холодильников разнообразна. Только в СССР ежегодно выпускают около 6 млн. шт. Вместимость шкафа у них от 30 до 300 л. Около 75 % холодильников — компрессионного типа. Это наиболее экономичные установки. Примерно 20—25 % — с абсорбционными машинами. И пока еще незначителен процент термоэлектрических холодильников. Последние два типа в 3—4 раза менее экономичны (большой расход электроэнергии на единицу объема), но они имеют и преимущества — бесшумная и более надежная работа (из-за отсутствия движущихся частей). В последние годы увеличилась потребность в холодильниках большей вместимости (200—300 л) с большим объемом морозильного отделения.

Компрессионные домашние холодильники. Холодильная машина домашнего холодильника (рис. 107, а) состоит из герметичного компрессора K_m со встроенным электродвигателем D , змеевикового конденсатора K_d , фильтра Φ (или фильтра-осушителя), капиллярной трубки KTr , реле температуры PT , пускового и теплового реле TP и PL . Система заряжена (через штуцер $Ш$) хладоном-12 в количестве 200—300 г так, чтобы жидкий R12 почти полностью заполнял испаритель.

Стальной или алюминиевый листотрубный *испаритель* расположен в верхней части шкафа и образует одну или две полочки морозильного отделения с температурой $-10 \div -15 \text{ }^\circ\text{C}$. В средней части шкафа температура $0-4 \text{ }^\circ\text{C}$, а в нижней $2-6 \text{ }^\circ\text{C}$.

Капиллярная трубка длиной 3—3,2 м с внутренним диаметром 0,8 мм имеет пропускную способность паров около $0,1 \text{ л/с}$ (при разности давлений $8 \cdot 10^5 \text{ Па}$), что примерно в 1,5 раза меньше действительной производительности компрессора. Поэтому при работе компрессора (τ_p) давление в испарителе p_0 падает, а давление в конденсаторе p_k растет (рис. 107, б). Хладон-12 кипит в испарителе, охлаждая шкаф. Пар отсасывается компрессором и сжимается до давления в конденсаторе, где охлаждается воздухом, конденсируется и через капиллярную трубку поступает в испаритель. В капиллярной

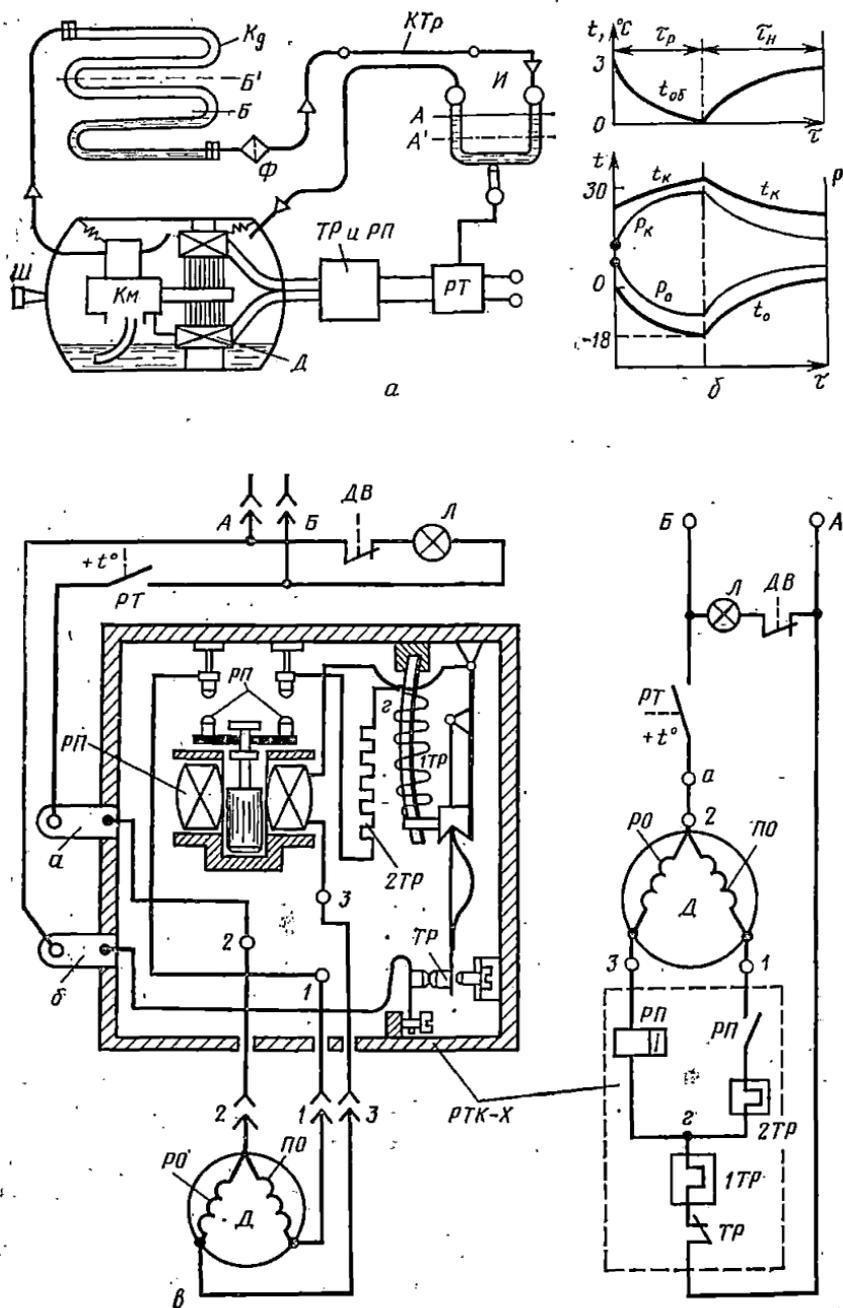


Рис. 107. Схема домашнего компрессионного холодильника:
 а — технологическая; б — график изменения параметров за цикл работы; в — электромонтажная; г — принципиальная электросхема

трубке жидкий R12 дросселируется, частично переохлаждаясь холодным паром (всасывающая трубка, припаянная к капиллярной, образует теплообменник). Немного подогретый, но еще холодный пар охлаждает обмотку электродвигателя и из верхней части кожуха засасывается компрессором.

Фильтр служит для предохранения капиллярной трубки от засорения. Он состоит из мелкой латунной сетки или металлокерамики (бронзовые шарики диаметром 0,3 мм, спрессованные в конусообразный столбик). Иногда фильтр монтируют в одном корпусе с осушителем из синтетического цеолита.

Автоматическое регулирование заполнения испарителя через капиллярную трубку обеспечивается за счет самовыравнивания (см. § 2 гл. 9). С увеличением тепловой нагрузки на испаритель уровень жидкости в нем уменьшается от A до A' см. рис. 107, а. При этом уровень в конденсаторе возрастет от B до B' . Поверхность теплопередачи уменьшится, и давление в конденсаторе p_k возрастет, что вызовет увеличение подачи жидкости через *КТр*. В результате с увеличением нагрузки уровень жидкости в испарителе снизится незначительно. При отклонении от расчетного режима вследствие повышения температуры воздуха (например, от 25 до 35 °С) производительность компрессора уменьшится, а капиллярной трубки — возрастет. Трубка пропускает всю образующуюся в конденсаторе жидкость и начинает пропускать в испаритель пар, отепляя испаритель.

Поскольку пропускная способность трубки по пару меньше, чем по жидкости, давление p_k начнет расти и снова конденсируется жидкость. Вследствие частичного периодического пропускания пара расход электроэнергии на получение холода возрастает до 10 % по сравнению с оптимальным режимом. Однако, поскольку температура в помещениях, где установлены домашние холодильники, колеблется незначительно, перерасход электроэнергии из-за капиллярной трубки небольшой. Преимущества же капиллярной трубки по сравнению с *ТРВ* или поплавковым регулятором значительные: простота, надежность, облегчение пуска компрессора вследствие выравнивания давлений в конденсаторе и испарителе после остановки компрессора.

Автоматическое регулирование температуры в шкафу осуществляется при помощи реле температуры *РТ* (типа АРТ-2 или ТРХ-1). Капиллярная трубка *РТ* крепится к испарителю. При работе компрессора температура в шкафу, давление в испарителе и температура кипения понижаются (см. рис. 107, б). Например, при снижении $t_{\text{шк}}$ от 3 до 0 °С t_0 снизится от 0 до -18 °С; *РТ* разомкнет контакты и остановит компрессор. При повышении $t_{\text{шк}}$ и t_0 *РТ* включает компрессор.

Пусковое реле *РП* (см. рис. 107, в) и тепловое реле *ТР*, смонтированные в одном приборе (пускозащитное реле типа РТК-Х) обеспечивают подключение (на долю секунды) пусковой обмотки *ПО* двигателя *Д* для его запуска и отключения двигателя при повышенной силе тока в обмотках.

Основные параметры	Электродвигатели	
	ДХМЗ	ДХМ5
Напряжение, В	127	220
Номинальная мощность, Вт	93	93
Номинальная сила тока, А	2,1	1,3
Частота вращения, с ⁻¹	24	24
КПД	0,6	0,6
Сопротивление обмоток, Ом		
рабочей	4,6	12,8
пусковой	13,6	36,5

Проследим взаимодействие приборов управления и защиты по принципиальной электрической схеме (рис. 107, а). При замыкании контакта *РТ* ток пройдет только через рабочую обмотку *РО* по цепи *Б, РТ, РП, ИТР, ТР, А*. Пока ротор двигателя *Д* неподвижен, сила тока возрастает в 4—5 раз (по сравнению с номинальной). Катушка пускового реле *РП* втягивает (вверх) сердечник и замыкает контакт *РП*, подключая пусковую обмотку *ПО*. Ротор раскручивается, сила тока падает, и контакт *РП* под действием пружины размыкается, отключая пусковую обмотку.

При длительной токовой перегрузке двигателя тепловое реле *ИТР* нагревается и биметаллическая пластина, прогибаясь, размыкает контакт *ТР* и останавливает компрессор. При остывании нагревателя теплового реле компрессор самопроизвольно включается. В РТК-Х на 220 В в отличие от тепловых реле прежних конструкций (РТП-1 и др.) имеется второй тепловой элемент *2ТР*, установленный только в цепи пусковой обмотки. Если *ПО* не отключится контактом *РП-1*, то *2ТР* разомкнет контакт *ТР* и остановит компрессор.

При закрывании дверцы выключатель *ДВ* выключает в шкафу лампочку *Л*. Оттаивание испарителя при нарастании снеговой шубы производят остановкой машины два-три раза в месяц.

Компрессорные домашние холодильники у нас выпускают более 20 заводов (около 40 различных марок). У холодильников ДХ2М («Днепр», «Донбасс» и др.) холодопроизводительность компрессора $Q_0 \approx 175$ Вт ($V_T = 0,19$ л/с), а теплопритоки — 45—60 Вт. Поэтому коэффициент рабочего времени $b = 0,25 \div 0,30$. Компрессор холодильника КХ-240 («ЗИЛ — Москва») имеет увеличенный ход поршня (с 14 до 16 мм) и соответственно $V_T = 0,22$ л/с и $Q_0 = 200$ Вт (при $t_0 = -15$, $t_k = 30$ °С).

Техническая характеристика электродвигателей приведена в табл. 27.

Потребляемая мощность 110—160 Вт. Расход электроэнергии — от 0,6 до 1,9 кВт·ч/сут. Большие значения относятся к холодильникам большей вместимости (200—240 л), при большей загрузке шкафа; при установке реле температуры на более низкую температуру в шкафу (до -2 °С) и при более высоких температурах воздуха.

Абсорбционные домашние холодильники. Принцип действия абсорбционных домашних холодильников, как и других абсорбционных холодильных машин, основан на поглощении паров аммиака водой. Однако домашние холодильники существенно отличаются от рассмотренной выше принципиальной схемы абсорбционной машины (см. § 3 гл. 2).

Герметичная система аппаратов и трубопроводов (рис. 108) заполнена водоаммиачным раствором. Кроме того, в систему добавлен

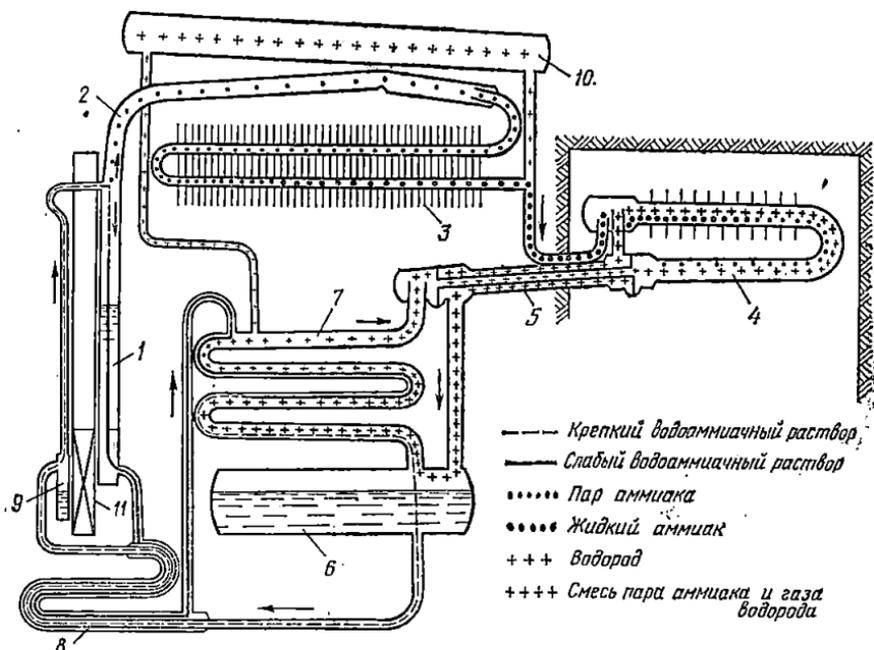


Рис. 108. Схема абсорбционного домашнего холодильника:

1 — генератор-кипятильник; 2 — ректификатор; 3 — конденсатор; 4 — испаритель; 5 — газовый теплообменник; 6 — бачок абсорбера; 7 — абсорбер; 8 — жидкостный теплообменник; 9 — термосифон; 10 — бачок для водорода; 11 — электронагреватель

легкий инертный газ — водород, так что суммарное давление водорода и паров аммиака составляет $(14 \div 15)10^5$ Па. При включении электронагревателя 11 из водоаммиачного раствора, находящегося в термосифоне 9, выкипает аммиак, унося жидкий раствор в генератор-кипятильник 1, в котором аммиак продолжает выкипать из раствора вследствие подогрева. Пары аммиака и частично пары воды поступают в наклонную трубку — ректификатор 2. Водяные пары конденсируются здесь и стекают обратно в генератор, а пары аммиака идут дальше — в конденсатор 3 и, превращаясь в жидкость в результате конвективного охлаждения, поступают в испаритель.

В то время как давление аммиака в генераторе при подогреве раствора растет, давление паров аммиака в испарителе падает, так как оставшийся в генераторе слабый раствор попадает через теплообменник 8 в верхнюю часть абсорбера 7 и, стекая по трубкам,

поглощает пары аммиака, отсасывая их из испарителя. Верхнюю часть испарителя начинает заполнять водород, который из абсорбера попадает в нее через газовый теплообменник 5.

Суммарное давление паров аммиака и водорода в испарителе и абсорбере такое же, как и давление паров аммиака в генераторе. Однако температура испарения аммиака соответствует не суммарному давлению, а парциальному давлению паров аммиака, т. е. $(2 \div \div 3) 10^5$ Па. Жидкий аммиак поступает из конденсатора в испаритель постепенно, по мере того, как часть жидкости в испарителе выкипает и отсасывается в абсорбер. Регулирующий клапан здесь не требуется.

В абсорбционном домашнем холодильнике отсутствует и насос для перекачки раствора из абсорбера в генератор, так как вследствие равенства давления в этих аппаратах жидкость может перемещаться из одного в другой по принципу сообщающихся сосудов. По мере выбрасывания крепкого раствора из термосифона в генератор новые порции раствора из бачка абсорбера снова поступают в термосифон. Накопившийся в генераторе слабый раствор переливается в верхнюю часть абсорбера.

Абсорбционных холодильников выпускается более 20 моделей с вместимостью шкафа от 30 до 100 л. Максимальная мощность нагревательного элемента у них 90—140 Вт. Большинство холодильников имеют ручное или автоматическое переключение на меньшую мощность (50—100 Вт). В этом случае используется только часть нагревателя. Некоторые модели имеют трехсекционный нагреватель.

Холодопроизводительность машины 25—30 Вт (что примерно равно теплопритокам). Поэтому холодильник работает непрерывно, поддерживая температуру в шкафу 2—4 °С. При снижении тепловой нагрузки вручную или автоматически от реле температуры (АРТ-2) холодильник переключается на меньшую мощность нагревателя, иначе температура снизилась бы до $-2 \div 0$ °С. Расход электроэнергии от 2,5 до 3 кВт·ч в сутки.

Абсорбционные холодильники с газовым подогревом (типа ХШ—4Г, «Север 6Г») расходуют от 15 до 25 л газа в час. У них предусмотрена защита: когда гаснет пламя газовой горелки, подача газа автоматически прекращается.

Термоэлектрические холодильники. Термоэлектрическое охлаждение (см. § 6 гл. 2) применено в бытовом холодильнике ТЭХ-40 («Чайка») с шкафом вместимостью 40 л (рис. 109). Дверца шкафа открывается вниз и может служить столиком. В задней стенке холодильника установлены две термоэлектрические батареи 3 из 60 последовательно соединенных термоэлементов в каждой батарее. Батареи отводят тепло от шкафа через промежуточный алюминиевый блок 2 и отдают его через ребристый радиатор наружному воздуху, продуваемому вентилятором 5 вдоль задней стенки шкафа. Радиатор имеет 18 алюминиевых ребер толщиной 2 мм с шагом 4 мм.

Термобатарея ТБ получает питание (рис. 109, б) от трансформатора Тр по схеме двухполупериодного выпрямителя, состоящего из двух германиевых диодов Д1 и Д2, дросселя Др и конденсатора С.

Схемой предусмотрено автоматическое поддержание температуры в шкафу от 2 до 5 °С с помощью реле температуры PT (типа ТРХ-2А) и теплового реле TP (биметаллическая пластина), которое отключает холодильник при температуре радиатора более 70 °С.

При включении холодильника кнопкой K срабатывает промежуточное реле $2P$. Контактom $2P_1$ оно встает на самопитание, а контактом $2P_2$ включает двигатель вентилятора $ДВ$ и подготавливает цепь $1P$ для автоматической работы. При повышении температуры

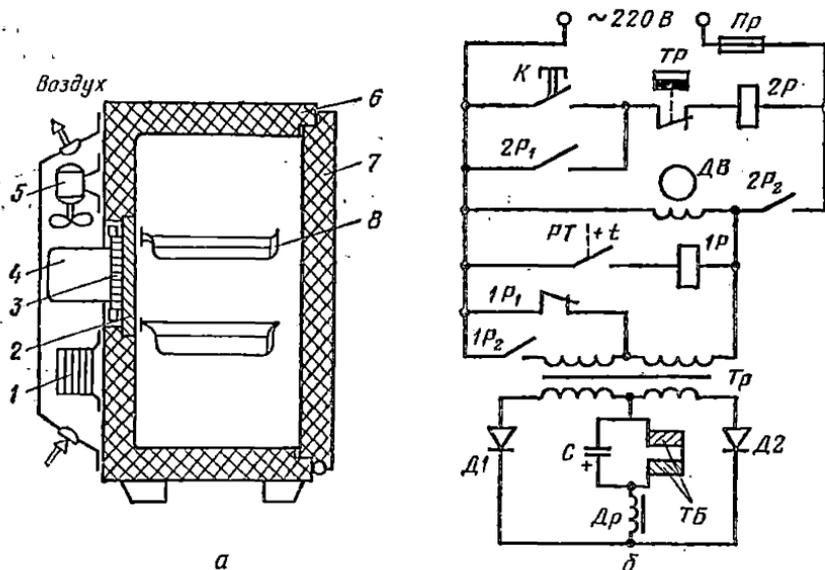


Рис. 109. Термоэлектрический холодильник ТЭХ-40:

a — разрез; $б$ — электросхема; 1 — трансформатор $Tр$; 2 — блок-теплопереход; 3 — термобатарея $TБ$; 4 — ребра батареи; 5 — вентилятор; 6 — изоляция; 7 — дверца; 8 — полочки

в шкафу PT включает $1P$. Контакт $1P_1$ разомкнется, а контакт $1P_2$ замкнется, т. е. включатся обе секции трансформатора. Термобатарея работает на полную мощность (73 Вт). При достижении $t_{шк} = 2$ °С PT отключает $1P$. При этом контакт $1P_2$ отключает одну секцию трансформатора, а через контакт $1P_1$ питается только одна секция. Холодопроизводительность батарей вдвое уменьшается, и температура в шкафу возрастает до 5 °С.

§ 3. ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ И МАШИНЫ С ГЕРМЕТИЧНЫМИ КОМПРЕССОРАМИ

Большая часть торгового холодильного оборудования комплектуется компрессорно-конденсаторными агрегатами с герметичными поршневыми или ротационными компрессорами. Находят применение также агрегаты с экранированными компрессорами.

Агрегаты с поршневыми компрессорами. Эти агрегаты (рис. 110) состоят из герметичного компрессора (типа ФГ 0,45; ФГ 0,7) со всасывающим вентиляем $З$, ребристого конденсатора 1 с диф-

фузором, вентилятора с электродвигателем 2, ресивера 4 с жидкостным вентиляем и фильтром. Все узлы смонтированы на стальной штампованной плите и соединены медными трубопроводами на сварке. Агрегаты комплектуют фильтром-осушителем, магнитным пускателем (типа П-61), автоматическим выключателем (типа АП50-3МТ или АЕ2036). На кожухе компрессора укреплено реле температуры 5 (с биметаллической пластиной), которое размыкает контакты и останавливает компрессор при температуре кожуха 85—95 °С.

Для снижения шума компрессоры устанавливают на резиновых амортизаторах. Вентиляторы применяют малошумные широколопастные с двигателем АВ-041-2 мощностью 18 Вт и АВ-042-4 мощностью 30 Вт.

Электродвигатели компрессора типа ДГХ имеют частоту вращения 1500 об/мин, а типа АВК—3000 об/мин (в марке агрегата в скобках ставят цифру 2).

Агрегаты в среднетемпературном исполнении типа ВС с хладагентом R12 и маслом ХФ-12-16 используют для температуры кипения от -25 до -10 °С. Цифра в марке агрегата указывает холодопроизводительность (в Вт) при $t_0 = -15$ °С, $t_n = -20$ °С и $t_{вс} = 20$ °С. В низкотемпературных агрегатах типа ВН использованы те же компрессоры, но с хладагентом R22 (или R502) и маслом ХФ22с-16. Холодопроизводительность (в Вт) указана при $t_0 = -35$ °С и $t_n = 20$ °С.

Техническая характеристика агрегатов приведена в табл. 28. Габаритные размеры агрегатов примерно $600 \times 400 \times 350$ мм. Масса 40—50 кг. Агрегаты с 3000 об/мин компактнее: $450 \times 340 \times 300$ мм. Масса их 30 кг.

Испаритель с ТРВ встроен в шкаф или другое оборудование. Агрегат соединяют с испарителем жидкостной и всасывающей трубкой обычно на заводе, где изготавливается холодильное оборудование. Иногда ТРВ заменяют капиллярной трубкой. Если агрегат не встроен в оборудование, а вынесен в отдельное помещение, то монтаж производят на месте установки оборудования. Машину комплектуют реле температуры для автоматического поддержания заданной температуры в объекте, а иногда устройством для автоматической оттайки инея с испарителя.

Герметичные агрегаты нового ряда имеют базовый компрессор на 3000 об/мин с диаметром цилиндра 32 мм и ходом поршня 13, 16,5 и 19 мм. Агрегаты ВС400-(2), ВС500 (2) и ВС630 (2) заряжены R12. Всасывающий вентиль с резьбой $M18 \times 1,5$ под трубку $\varnothing 12 \times 1$ и вспомогательным штуцером $M12 \times 1$ под трубку диаметром 6;

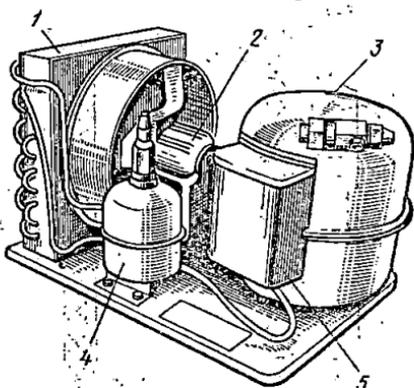


Рис. 110. Герметичный агрегат ВС500

Герметичные агрегаты	Компрессор		Номинальная мощность, Вт		Потребляемая мощность N_a , Вт; для ВС при $t_0 = -15^\circ\text{C}$; для ВН при $t_0 = -35^\circ\text{C}$	Площадь поверхности конденсатора F , м^2	Вместимость резервуара, л	Зарядка, кг	
	Марка	Теоретическая производительность V_T , л/с	электро-двигателя	вентилятора				R12 (BC) или R22 (ВН)	маслом
BC500	ФГО,45~3	0,53	250	18	250	1,9	0,9	1,4	2,4
BC630	ФГО,55~3	0,65	370	18	320	2,9	0,9	1,4	2,4
BC800 (2)	ФГО,7~3 (2)	0,82	250	30	430	3,3	1,4	2,0	2,7
BC1250	ФГ1,1~3	1,3	550	30	650	4,4	2,2	2,5	2,7
ВН250	ФГНО,22~3	0,53	370	18	280	1,9	0,9	1,0	2,4
ВН400	ФГНО,28~3	0,65	370	30	370	2,2	1,4	1,3	2,7
ВН630	ФГНО,55~3	1,3	550	30	520	4,4	1,4	1,6	2,7
BC400 (2)	—	0,5	250	16	250	1,8	0,56	1,0	1,3
BC500 (2)	—	0,63	250	16	300	1,8	0,9	1,2	1,3
BC630 (2)	—	0,73	250	16	360	2,7	0,9	1,2	1,3
ВН315 (2) *	—	0,63	250	16	300	1,8	0,9	1,0	1,3
ВН400 (2) *	—	0,73	250	16	360	2,7	0,9	1,2	1,3
ВН630 (2) *	—	1,05	—	25	540	4,4	1,4	1,8	1,8
BC800 (2)	ФГэ0,7~3 (2)	0,82	250	25	500	2,7	1,4	2	1,5
BC1250 (2) *	ФГэ0,7~3 (2)	0,82	370	25	680	5,5	2,2	2,5	1,5
BCр315~1 (2)	ФГр0,28~1 (2)	0,335	180	16	220	1,49	0,56	0,5	0,75
BCр400~1Б	ФГр0,35~1Б	0,4	200	16	280	1,49	0,56	0,75	1,5

Примечание. Для агрегатов BC при $t_0 = -15^\circ\text{C}$, $t_K = 30^\circ\text{C}$; ВН — $t_0 = -35^\circ\text{C}$, $t_K = 30^\circ\text{C}$.

* На R502; для BC1250 (2) на R22.

жидкостный — с резьбой $M14 \times 1,5$ под трубку диаметром 8×1 .

Низкотемпературные агрегаты ВН315 (2) и ВН400 (2) имеют те же компрессоры, как и ВС500 (2) и ВС630 (2), но заряжены R502. Они имеют дополнительный вентиль с резьбой $M18 \times 1,5$ под трубку диаметром 12 мм, соединяющую нагнетание с испарителем для оттаивания испарителя горячими парами. Агрегаты комплектуются щитком с магнитным пускателем П6-121 и автоматическим выключателем АЕ2016.

Дальнейшее развитие малых холодильных машин с герметичными компрессорами предусматривает: постепенный переход с 1500 на 3000 об/мин; выпуск агрегатов с однофазным двигателем — ВС400 ~ 1 (2), ВС500 ~ 1 (2) и ВН315 ~ 1 (2); увеличение выпуска герметичных машин с 10 до 60 % от числа выпускаемых агрегатов; увеличение выпуска водоохлаждательных машин.

Агрегаты с экранированным компрессором. Агрегаты ВСэ800 (2) и ВСэ1250 (2) имеют одинаковый компрессор, но ВСэ1250 (2) заряжен не R12, а R22. Поэтому у него больше мощность электродвигателя и не дву-, а четырехсекционный конденсатор. В этих агрегатах легко заменить статор электродвигателя в случае его выхода из строя, однако расход электроэнергии у них на 10—15 % выше, чем у агрегатов с герметичным компрессором, и примерно на 10 % больше расход металла.

Агрегаты с ротационным компрессором. Основные узлы этих агрегатов такие же, как и у поршневых герметичных компрессоров. Агрегаты ВСр315 ~ 1 (2) и ВСр400 ~ 1Б имеют однофазные электродвигатели и для запуска комплектуются пускозащитными реле типа РТК-2-7 и РТК-2-12, которые, как и в домашних холодильниках, для запуска подключают пусковую обмотку. Оба агрегата рассчитаны на напряжение 220 В.

Холодильный шкаф ШХ-0,8М с агрегатом ВС500. Большинство холодильных шкафов и прилавков охлаждаются встроенными герметичными агрегатами. Шкаф ШХ-0,8М (с полезным объемом 0,8 м³ и двумя дверцами) комплектуют агрегатом ВС500 (рис. 111, а). Для питания испарителя И вместо ТРВ часто применяют капиллярную трубку КТр диаметром $2 \times 0,45$ мм и длиной 4100 мм. Однако при наличии линейного ресивера ЛР уменьшение жидкости в испарителе (при увеличении тепловой нагрузки) не вызывает переполнения конденсатора и увеличения в нем давления (как в домашних холодильниках). Работа с недозаполненным испарителем вызывает перерасход электроэнергии или повышение температуры в шкафу.

Автоматическую работу машины удобно проследить по электрической схеме (рис. 111, б). Для пуска машины включаем автомат АВ и тумблер В1. Если температура в шкафу выше требуемой, реле температуры РТ (термобаллон которого прикрепляется к испарителю) замыкает цепь катушки магнитного пускателя П (цепь управления). Контакты пускателя П включают двигатели компрессора ДК и вентилятора ДВ (силовая цепь). Реле температуры РТ, включая и останавливая компрессор, поддерживает в шкафу заданную темпе-

ратуру (1—3 °С). При открывании одной из дверей выключатели В2 или В3 включают в шкаф лампочку Л.

Для защиты компрессора от перегрева реле температуры РТК, укрепленное на кожухе компрессора, при 85—95 °С размыкает свои контакты и останавливает компрессор. При охлаждении кожуха до 40 °С компрессор снова включается. Автомат АВ (типа АЕ2036) отключает силовую цепь при коротком замыкании (если ток превышает номинальный в 12 раз) и при длительной токовой перегрузке

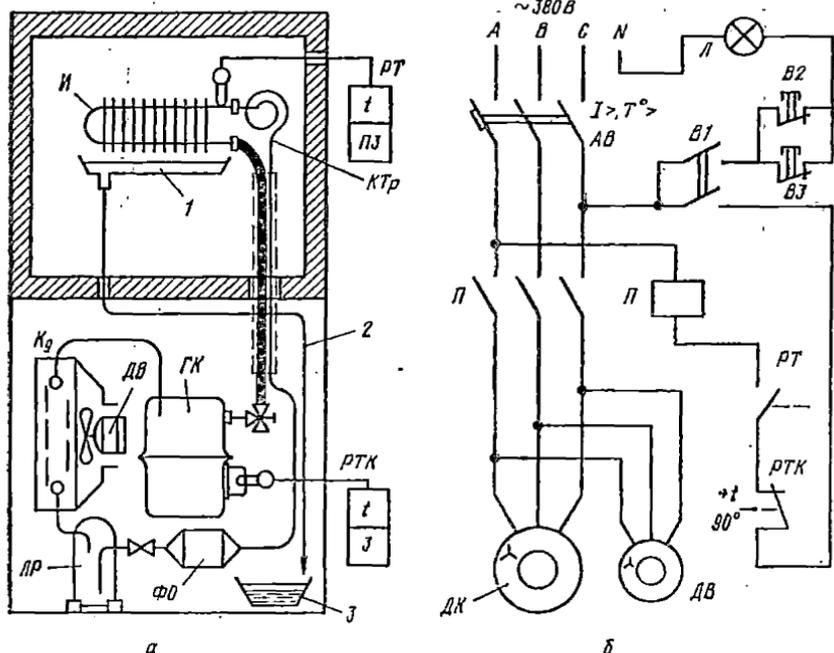


Рис. 111. Холодильный шкаф ШХ-0,8М с агрегатом ВС500:
а — шкаф с агрегатом; б — принципиальная электрическая схема

электродвигателя (тепловая защита). Для повторного включения автомата надо через 10—15 мин после срабатывания опустить рукоятку вниз, а затем вернуть вверх. Автомат и катушка пускателя поставляются заводом на 380 В. При напряжении в сети 220 В надо заменить автомат и катушку на 220 В, а обмотки электродвигателя переключить со звезды (Y) на треугольник (Δ). Для этого три перемычки на клеммной колодке двигателей надо снять и закрепить вертикально.

Для оттайки испарителя на реле температуры РТ (типа РТХО) имеется кнопка. При нажатии кнопки агрегат отключается. Вода с испарителя стекает в поддон 1 (см. рис. 111, а) и по резиновой трубке 2 в сосуд 3. Когда температура испарителя повысится до 4 °С (т. е. иней оттает), реле температуры само включит компрессор («Полуавтоматическая оттайка»). Для кратковременной остановки агрегата лучше пользоваться тумблером В1, а не АВ.

Сборная низкотемпературная камера типа КХН. Камера КНХ-2-6СМ вместимостью 6 м³ (рис. 112, а), рассчитанная на температуру -13 ÷ -15 °С, комплектуется двумя отдельно стоящими агрегатами ВСэ1250 (с экранированным компрессором). Воздухоохладитель ВО имеет две отдельные секции. Каждый агрегат охла-

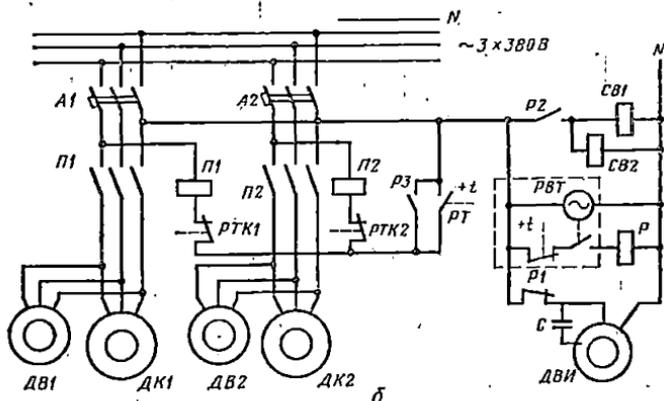
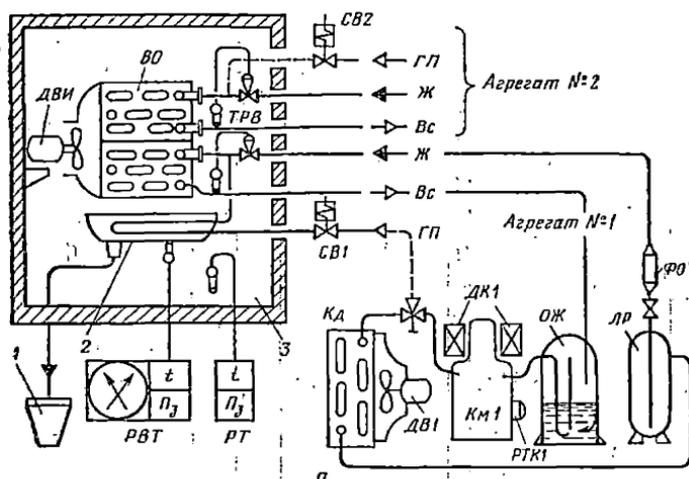


Рис. 112. Схема сборной низкотемпературной камеры типа КХН:
а — схема охлаждения; б — электрическая схема

ждает свою секцию. Использование двух агрегатов вместо одного (большей холодопроизводительности) повышает надежность установки, так как при средних теплопритоках один агрегат при непрерывной работе почти обеспечивает требуемую температуру.

Для автоматического регулирования заполнения испарителя на каждой секции имеется ТРВ. Отделитель жидкости ОЖ позволяет заполнять испарители почти на 100 % (поддерживая перегрев 1—2 °С), так как при влажном ходе жидкий R22 и нерастворенное в нем масло собираются в ОЖ. Пар из верхней части ОЖ по U-образной

трубке засасывается компрессором. В нижней части U-образной трубки имеются отверстия, через которые масло подсасывается проходящим по трубке паром и возвращается в картер.

Температуру в камере автоматически поддерживает реле температуры PT , которое при заданных температурах включает и останавливает одновременно два компрессора.

Автоматическое оттаивание испарителей осуществляется при помощи реле времени и температуры PBT , которое в зависимости от быстроты нарастания инея может быть установлено на оттайку через каждые 8, 12 или 24 ч. При включении силовых цепей автоматом $A1$ или $A2$ начинает работать синхронный двигатель PBT (рис. 112, б). Через заданное время (например, 8 ч) PBT включает промежуточное реле P , которое контактом P_1 отключает вентилятор; контактом P_3 шунтирует реле температуры PT , чтобы компрессор работал, даже если в камере достигнута заданная температура; и контактом P_2 открывает соленоидные клапаны $CB1$ и $CB2$, через которые компрессоры подают сжатый горячий пар прямо в секции испарителей (минуя конденсатор и TPB). При этом иней оттаивает, вода собирается в поддоне 2 (см. рис. 112, а) и по трубке стекает в сосуд 1, расположенный снаружи камеры 3. Чтобы вода не замерзла в поддоне 2, имеется змеевик, через который от одного агрегата проходит горячий пар. Жидкий $R22$, образовавшийся при частичной конденсации пара в испарителе во время оттайки, сливается в отделитель жидкости, где постепенно испаряется и отсасывается компрессором. После оттайки, когда температура испарителя и поддона повысится до 6—8 °С, реле температуры, встроенное в PBT , отключает реле P , и машина начинает работать на холод. Если PT не сработало, то через заданное время (~50 мин) PBT все равно закончит цикл оттаивания и включит машину на холод.

Льдогенератор «Торос-2». В общественном питании для получения пищевого льда широко применяют льдогенераторы. На рис. 113, а показана схема льдогенератора «Торос-2». Испаритель льдогенератора I с наклонным стальным щитом охлаждается фреоновым агрегатом $BCp400 \sim 1B$ с однофазным герметичным компрессором. Для пуска агрегата включают выключатель $B1$ и поворачивают выключатель $B2$ в режим «Работа» (рис. 113, б). При температуре выше 0 °С контакты реле температуры PT замкнуты и реле $P1$ контактом $P1$ включает двигатели компрессора DK (с помощью пускового реле $P2$, как у домашнего холодильника), вентилятора $ДВ$, насоса $ДН$ и шупа $ДЩ$ (см. рис. 113, а). Насос H забирает воду из водяного бачка $ВБ$ и через коллектор K подает ее на верхнюю часть испарителя. Вода, стекая по стальной плите, постепенно намораживается тонким слоем. Незамерзающая вода стекает в наклонный водосборник $ВС$ и возвращается в водяной бачок.

При уменьшении воды в бачке вследствие образования льда поплавковый регулятор $ПР$ открывается и свежая вода через фильтр $ВФ$ поступает в бачок.

Над испарителем находится шуп $Щ$, который медленно вращается двигателем $ДЩ$ (с редуктором). С увеличением толщины льда кула-

чок шупа начинает обкатываться по льду, вызывая покачивание двигателя ДЩ относительно оси O , пока винт BP не нажмет на рычаг P , освободив кнопку микропереключателя $Ми$. В электрической схеме контакт $Ми$ (см. рис. 113, б) (7—17) разомкнется, а другой контакт (7—19) замкнется. Двигатели вентилятора $ДВ$, шупа $ДЩ$ и насоса

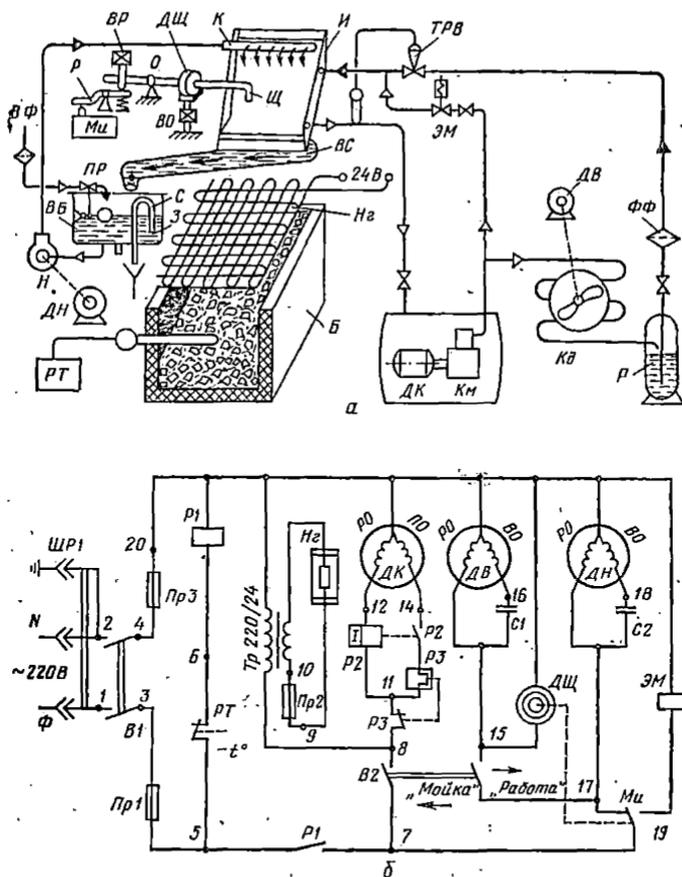


Рис. 113. Льдогенератор «Торос-2»:

а — схема получения льда; б — принципиальная электрическая схема

$ДН$ отключатся. Двигатель компрессора $ДК$ продолжает работать, а контакт $Ми$ (7—19) включает электромагнитный вентиль $ЭМ$, через который сжатые горячие пары поступают в испаритель. Лёд подтаивает и пластом, сползая с испарителя, попадает на верхние продольные струны режущей решетки (нагреватель $Нг$) и режется на полосы. Полосы попадают на нижний ярус струн (поперечных), режутся на квадратные пластины и падают в бункер $Б$. Выворачивая винт $ВО$, расположенный на рычаге двигателя $ДЩ$, можно изменять толщину получаемого льда от 8 до 16 мм.

После начала оттайки и остановки насоса оставшаяся в испарителе и водостоке вода сливается в бачок и, переполняя его, по сливной трубке *С* (см. рис. 113, *а*) уходит в канализацию. Трубка *С* выполнена в виде сифона (вода, сливаясь, создает в трубке вакуум). Поэтому из бачка дополнительно выходит часть воды, пока уровень ее не станет ниже точки забора *З* (в трубку *С* попадет воздух, и слив прекратится). Понижение уровня в бачке компенсируется добавлением свежей воды, поступающей через фильтр *ВФ* и поплавковый регулятор *ПР*. Такое устройство позволяет удалить воду, насыщенную солями, после цикла образования пласта льда. Использование этой воды в следующем цикле намораживания дало бы непрозрачный лед (худшего качества).

После нескольких циклов (см. рис. 113, *б*) бункер наполняется льдом (около 25 кг) и реле температуры *РТ* (типа АРТ-2) размыкает цепь 5—6 промежуточного реле *Р1*, которое контактом *Р1* отключает льдогенератор. После разбора льда трубка *РТ* нагревается и снова включает льдогенератор в работу.

В режиме «Мойка» контакты переключателя *В2* размыкаются и работает только один насос.

§ 4. МАЛЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ И МАШИНЫ С ОТКРЫТЫМИ И БЕССАЛЬНИКОВЫМИ КОМПРЕССОРАМИ

Агрегаты малых холодильных машин. Первой моделью малых фреоновых машин, которые начали у нас серийно выпускать с 1948 г. (Харьковский завод холодильных машин), были машины с агрегатом типа ФАК. Эти агрегаты имеют базовый сальниковый компрессор 2ФВ4/4,5, конденсатор воздушного охлаждения, ресивер, жидкостный фильтр и реле давления. В зависимости от частоты вращения компрессора холодопроизводительность агрегатов ФАК-0,7, ФАК-1,1 и ФАК-1,5 равна 0,8; 1,3 и 1,75 кВт (цифра в марке агрегата указывает на холодопроизводительность в тыс. ккал/ч). Несмотря на ряд преимуществ агрегатов с герметичными компрессорами, которые начали серийно выпускать с 1960 г., агрегаты типа ФАК благодаря высокой их надежности до настоящего времени не сняты с производства (кроме ФАК-0,7). Их применяют для охлаждения торгового оборудования с вынесенным агрегатом. Агрегаты ФАК-1,5МЗ, например, используют для охлаждения сборных камер типа КХС вместимостью 6 или 12 м³ (два агрегата). Техническая характеристика малых агрегатов приведена в табл. 29. Все агрегаты (кроме ФАК) построены на базе компрессоров ряда ФВ6, ФУ12 и ФУУ25 (в открытом или бессальниковом исполнении — БС). Цифра в марке компрессора указывает холодопроизводительность в тыс. ккал/ч при стандартном режиме ($t_0 = -15^\circ\text{C}$, $t_n = 30^\circ\text{C}$) и наибольшей частоте вращения. Первая цифра в марке агрегата указывает холодопроизводительность (в тыс. ккал/ч) при номинальном режиме. Вторая цифра указывает на хладагент (1 — R12, 2 — R22, 5 — R502). Последняя цифра обозначает температурный диапазон (табл. 30).

Таблица 29

Холодильные агрегаты и машины малой производительности	Холодопроизводительность, кВт	Компрессор		Мощность электродвигателя, кВт		Поверхность конденсатора F_c , м ²	Вместимость ресивера, л	Зарядка, кг	
		Марка	Теоретическая производительность V_T , л/с	номинальная	потребляемая $N_{эл}$			фреоном	маслом
ФАК-1,1Е	1,28	2ФВ4/4,5	1,22	1,1	0,63	3,9	2,2	3,8	1,05
ФАК-1,5МЗ	1,74	2ФВ4/4,5	1,8	1,5	1,03	5,2	5,1	6,5	1,05
АВЗ-1-2	3,5	ФВ6	4,3	2,2	1,8	15	11	10	2,8
АВ6-1-2	7,0	ФВБС6	8,6	3,1	3,6	35	23	12	5*
АВ9-1-2	10,5	ФУБС9	11,5	5	5,3	61	23	20	8*
МВТ18-1-0	35	ФУУБС18	23	11	17,5	160	Нет	50	5,5
МВТ25-1-0	45	ФУУБС25	34,4	15	25	250	»	50	5,5*
АКФВ4М	5,3	ФВ6	5,7	2,8	2,3	1,65	»	10	3,2*
АК4,5-1-2	4,8	ФВБС4	5,7	2,1	2,6	1,74	»	10	5*
АК4,5-2-4	4,4	ФВБС6	8,6	3,1	3,0	1,74	»	20	3,5*
АК6-1-2	7,0	ФВБС6	8,6	3,1	3,2	1,88	»	15	5*
АК9-1-2	10,5	ФУБС9	11,5	5	4,4	2,88	Нет	20	8*
МКТ14-2-0	28,4	ФУБС9	11,5	5	8,6	8,56	»	40	8*
МКТ20-2-0	42,4	ФУБС12	17,2	6,5	13,5	»	»	45	8*

* Из них половина заливается в компрессор, остальное в конденсатор.

Таблица 30

Режим работы		Диапазон температуры кипения t_0	Номинальный режим, °С						
Наименование	Обозначения*		Тип агрегата или машины	t_0	t_{p2}	t_k	$t_{окр}$	$t_{вд}$, л	
Высокотемпературный (плюсовой, П)	0	15 ÷ -15	А	5	—	35	—	—	
			АВ	5	—	—	25	—	
			АК	5	—	—	—	25	
			МВТ	—	6	—	—	25	
			МКТ	—	6	—	—	—	25
Среднетемпературный (С)	2	-10 ÷ -40	А	-15	—	30	—	—	
			АВ, (ФАК)	-15	—	—	20	—	
			АК	-15	—	—	—	22	
			МВТ	—	-10	—	—	20	
			МКТ	—	-10	—	—	—	22
Низкотемпературный (Н)	4	-30 ÷ -100	АК	-35	—	30	—	—	
			АКД	-40	—	35	—	—	
			на аммиаке		—	—	—	—	—
			АКД на R22	-70	—	35	—	—	
			АКН каскадные	-90	—	35	—	—	

* Для агрегатов с регулируемой холодопроизводительностью вместо цифр 0, 2 и 4 ставят соответственно 1, 3 и 5.

Агрегаты типа АВ имеют конденсатор с воздушным охлаждением, ресивер, теплообменник, фильтр-осушитель. Машины с этими агрегатами комплектуются ребристыми настенными испарителями типа ИРСН-10; -12; -18 и -24 или воздухоохладителями ВО-2 с площадью поверхности охлаждения $18,5 \text{ м}^2$ в количестве 3—4 шт. и ТРВ для регулирования их заполнения.

Агрегаты типа АК имеют конденсатор с водяным охлаждением. Ресивером служит нижняя часть конденсатора. Испарители, как и в агрегатах АВ. Конденсаторы комплектуются водорегулирующим вентилем.

Машины МВВ4-1-2 и МКВ-1-4 (с агрегатами АВ3-1-2 и АК4,5-1-2) обычно служат для охлаждения двух камер (по два испарителя ИРСН-18 в каждой камере). Машины МВВ6-1-2 и МКВ6-1-2 — для охлаждения трех камер и МВВ9-1-2 и МКВ9-1-2 — для четырех камер. Соответственно они комплектуются испарителями 12 и 20 шт. по $12,5 \text{ м}^2$; ТРР2М 6 и 10 шт.; реле температуры (типа ТР-1-02Х) и соленоидными вентилями (по одному на каждую камеру). Для защиты от высокого давления конденсации и от вакуума в испарителе поставляется реле давлений (типа Д220-11-БН).

Для автоматической оттайки испарителей машины комплектуются программным реле времени. Каждая машина имеет электропит с автоматическим выключателем типа АП50-3МТ и магнитным пускателем ПМЕ-211 (220).

Агрегат АК4,5-2-4 (на R22) предназначен для низкотемпературного прилавка ПХН-2-2,0. Этот агрегат дополнительно имеет водяной теплообменник, в котором пары R22, подогревшись при охлаждении электродвигателя компрессора, охлаждаются водой и только затем всасываются компрессором. Это снижает температуру нагнетания паров. Машина комплектуется двумя реле давлений; второе — отключает машину при низком давлении воды в конденсаторе.

Холодильная машина с агрегатом АКФВ4М. Типовая схема фреоновой машины с агрегатом АКФВ4М рассчитана на охлаждение двух камер (рис. 114) общей площадью $20—30 \text{ м}^2$ до температуры $-2 \div -4 \text{ }^\circ\text{C}$. Жидкий R12 из конденсатора *Кд* поступает в теплообменник *ТО*, где охлаждается холодными парами, и через фильтр-осушитель *ФО* подается в испарители. В каждой камере имеется по два испарителя типа ИРСН-12,5; заполнение которых хладоном-12 регулируется терморегулирующим вентилем (один ТРВ-2М на два испарителя). Пар из испарителя, подогревшись в теплообменнике, отсасывается компрессором, который сжимает их и подает в конденсатор. Давление в конденсаторе автоматически поддерживается водорегулирующим вентилем *ВР* примерно $(6—8) 10^5 \text{ Па}$. Для проверки давления к тройнику нагнетательного вентиля подключают манометр *М*.

Схема позволяет поддерживать в камерах разную температуру: температура в одной камере может быть на $5—6 \text{ }^\circ\text{C}$ выше, чем в другой. Температура в холодной камере (например, $-2 \div 0 \text{ }^\circ\text{C}$) обеспечивается включением и остановкой компрессора при помощи реле давления *РД* (типа Д220-11), сторона низкого давления которого

подключена к тройнику всасывающего вентиля. Для температуры в камере $-2 \div 0^\circ\text{C}$ РД настраивают на выключение при $p_0 = 0,5 \times 10^5$ Па и включения $p_0 = 2 \cdot 10^5$ Па (манометр М подсоединяют к тройнику всасывающего вентиля). Более высокая температура во второй камере ($4-6^\circ\text{C}$) достигается уменьшением заполнения испарителей: ТРВ настраивают на более высокий перегрев.

Сторону высокого давления РД настраивают на отключение компрессора при давлении $(10,5 \div 11) \cdot 10^5$ Па (по манометру).

Автомат АВ (типа АП50-ЗМТ) защищает электродвигатель от токовой перегрузки и от короткого замыкания. Тепловое реле ТР

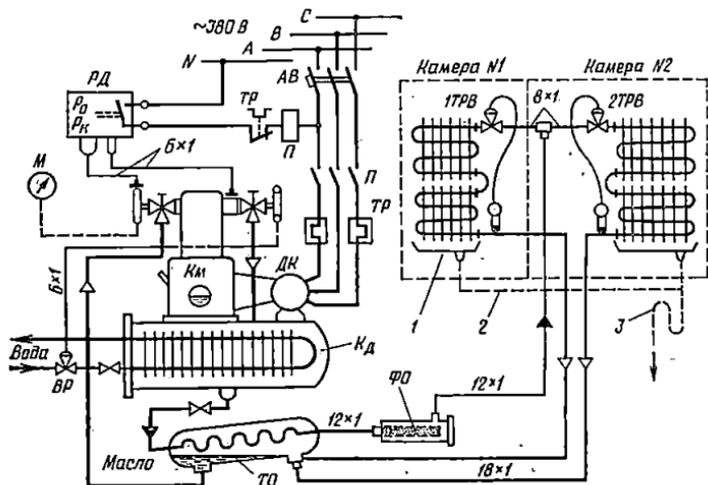


Рис. 114. Схема холодильной машины с агрегатом АКФВ4М:

1 — поддон; 2 — сливная трубка; 3 — сифон

в магнитном пускателе П (типа ПМЕ-222) дублирует защиту электродвигателя от перегрузки. Например, при запуске компрессора на двух фазах тепловая защита в АП50 должна отключить двигатель за 10—15 с, а тепловая в магнитном пускателе — за 30—40 с.

Для улучшения возврата масла в компрессор теплообменник ТО располагают с наклоном $10-15^\circ$ в сторону всасывания. Масло собирается в нижней части ТО и парами уносится в компрессор.

Для оттаивания испарителей компрессор отключают (вручную), и в течение нескольких часов камера оттаивается до $3-5^\circ\text{C}$. Конденсат собирается в поддоны 1 и по резиновой трубке 2 через гидравлический затвор 3 сливается в канализацию. Ручная оттайка — существенный недостаток схемы. Из-за несвоевременной оттайки более чем в два раза возрастает расход электроэнергии и на $2-5^\circ\text{C}$ увеличивается температура в охлаждаемом объекте.

Установки с автоматическим оттаиванием испарителей. Для автоматического удаления инея схему можно дополнить программным реле времени, которое один или два раза в сутки обеспечивает подачу горячего пара в испаритель (см. рис. 112). При наличии

в машинном отделении двух агрегатов (в столовых и магазинах обычно имеется несколько охлаждаемых камер) можно применить схему оттайки (рис. 115), предложенную на МСКХО Л. Г. Капланом. В схеме предусмотрены два дополнительных теплообменника (2ТО и 4ТО). Рассмотрим работу первой машины, когда обе машины работают на охлаждение (рис. 115, а). Жидкий R12 из конденсатора

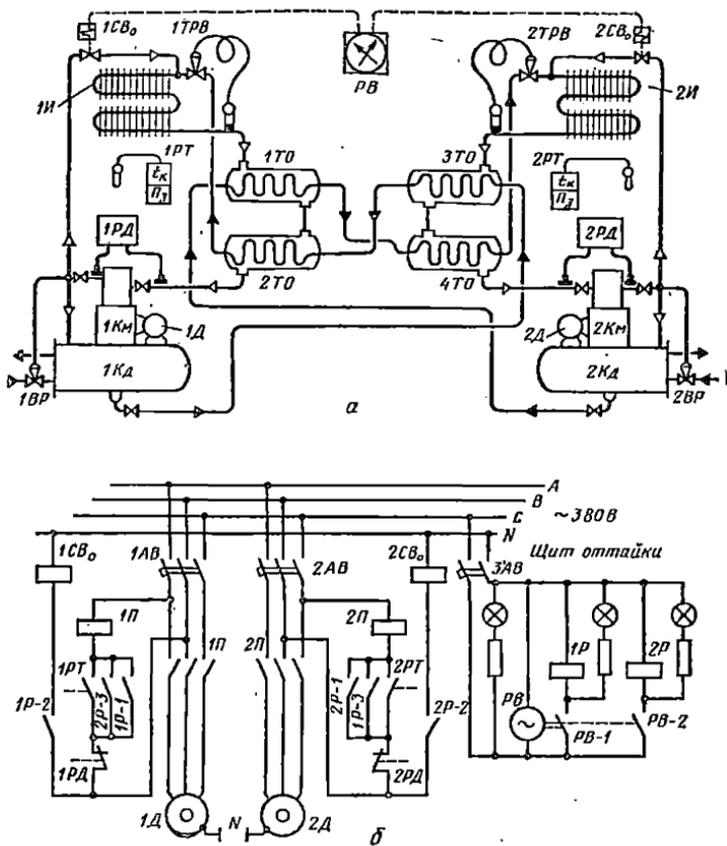


Рис. 115. Схема оттаивания испарителей в камерах, охлаждаемых двумя машинами: а — принципиальная; б — электрическая

1КД поступает в теплообменник второй машины 3ТО, где охлаждается холодными парами, идущими из испарителей 2И в компрессор 2КМ, примерно с 30 до 18 °С. Далее в теплообменнике 2ТО жидкий R12 охлаждается еще всего на 2—3 °С и через 1ТРВ поступает в испаритель 1И. Пар из испарителя 1И, отсасываемый компрессором 1КМ, нагревается в теплообменнике 1ТО (жидким R12 от второй машины) примерно на 20 °С (с —15 до 5 °С) и дополнительно градусов на 5 в теплообменнике 2ТО.

Таким образом, при работе на холод обеих машин эффективно работают только теплообменники 1ТО и 3ТО:

Когда двухпрограммное реле времени *PВ* (типа 2РВМ) дает команду на оттаивание первой машины (рис. 115, б), контакт его *PВ-1* включает промежуточное реле *1Р*. При этом одновременно замкнутся контакты *1Р-1*, *1Р-2* и *1Р-3*. Контакт *1Р-2* откроет соленоидный вентиль *1СВ₀* для подачи горячего пара в испарители *1И*, а контакты *1Р-1* и *1Р-3* шунтируют реле температуры *1РТ* и *2РТ*, чтобы компрессоры обеих машин работали независимо от реле температуры.

При оттаивании испарителя *1И* (см. рис. 115, а) горячие пары в нем охлаждаются и частично конденсируются. Парожидкостная смесь поступает в теплообменник *1ТО*, где выкипает за счет подвода теплоты жидкого *R12* второй машины, и пары через *2ТО* всасываются компрессором *1КМ*. Теплообменник *2ТО* при этом не работает: жидкий *R12* по змеевику не проходит, так как *1ТПВ* закрыт из-за повышенного давления в испарителе *1И*. Выкипание жидкости в *1ТО* обеспечивает сухой ход компрессора *1КМ* в период оттайки и дает дополнительное переохлаждение жидкого *R12*, что увеличивает холодопроизводительность второй машины.

Через 40—50 мин, когда оттаивание испарителя *1И* закончено, *PВ* обеспечивает отключение *1СВ₀*, и *1КМ* продолжает работать на холод. Через 12 ч реле *PВ* дает команду на оттаивание второго испарителя. Открывается соленоидный вентиль *2СВ₀*, и возникает аналогичный цикл. Первая машина при этом работает на охлаждение.

Схема охлаждения трех-четырех камер одним агрегатом. Машины холодопроизводительностью 6—9 кВт предназначены для одновременного охлаждения трех-четырех камер общей площадью 60—80 м² до 0—2 °С. Для более низких температур (до —15 °С) площадь камер не превышает 30 м². При этом целесообразно применять машины с хладагентом *R22* или *R502*. Схема охлаждения трех-четырех камер машиной МКВ4,5-2-4 с отдельным регулированием температуры в каждой камере показана на рис. 116, а. Жидкий *R22* из конденсатора *Кд* через фильтр-осушитель *ФО* и смотровое стекло 4 поступает в теплообменник *ТО*, где охлаждается всасываемым в компрессор паром и через терморегулирующие вентили 3 подается в испарители *И* или воздухоохладители *1ВО* и *2ВО*. Пары из испарителя немного подогреваются в теплообменнике *ТО*, а затем теплом нагретых обмоток статора электродвигателя компрессора *ДК*. Непосредственное всасывание этих перегретых паров компрессором привело бы к слишком высокой температуре в конце сжатия. Поэтому перед всасыванием в компрессор горячие пары охлаждаются водой в охладителе пара *ОП* и только затем всасываются компрессором.

Автоматическое поддержание температуры в камерах осуществляется с помощью реле температуры *1РТ—3РТ*, которые при достижении заданных температур отключают двигатели вентиляторов воздухоохладителей (*1ДВ*, *2ДВ*) или прекращают подачу жидкого *R22* в испарители *И*, закрывая соленоидный вентиль *СВ_к*. При установке в камерах 4—6 испарительных батарей лучше отключать не все испарители, а только половину их.

Автоматическое *оттаивание испарителей горячим паром* производится одновременно во всех камерах один-два раза в сутки в течение 40—50 мин. По команде реле времени *PВ* открывается соленоидный вентиль *СВ₀* и останавливаются двигатели вентиляторов воздухоохладителей *1ДВ* и *2ДВ*. Горячий пар, минуя *ТРВ*, через обратные клапаны *2* поступает в воздухоохладители *1В0*, *2В0* и испаритель *И*.

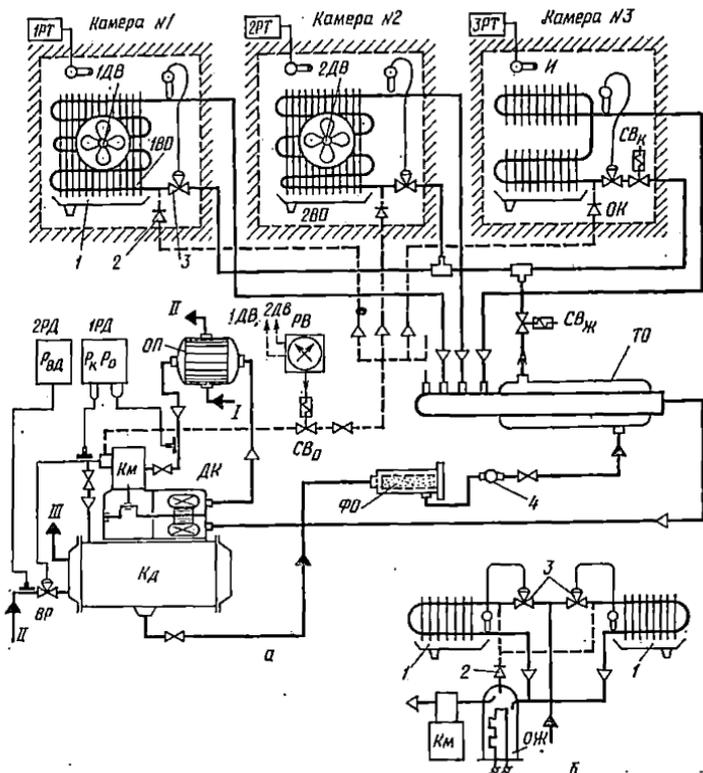


Рис. 116. Схема охлаждения трех-четырех камер машиной МКВ4,5-2-4 с различными вариантами автоматического оттаивания:

а — горячими парами R22; б — конвективным методом (с внутренним подогревом)

ритель *И*. Талая вода стекает в поддон *1* и удаляется в канализацию.

Благодаря нижней подаче хладагента в испарители горячий пар прогревает поддон *1*, предотвращая накопление в нем льда. Кроме того, исключается работа компрессора влажным ходом в начальный период оттаивания. Нижняя подача также обеспечивает равномерное распределение хладагента по секциям воздухоохладителя (не требуется распределитель жидкости после *ТРВ*).

Прошла испытания *схема оттаивания испарителей конвективным способом* (рис. 116, б). В отделителе жидкости *ОЖ* смонтированы три электронагревателя (один запасной). По команде реле времени компрессор останавливается, а электронагреватели включаются.

Образующиеся горячие пары через обратный клапан 2 поступают в испаритель, оттаивают его, а сами конденсируются. Жидкий хладагент стекает в отделитель жидкости. Возникает непрерывная циркуляция хладагента. Эта схема полностью исключает возможность влажного хода компрессора и уменьшает его износ.

§ 5. ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ СРЕДНЕЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Машины холодопроизводительностью от 20 до 100 кВт используют в основном в схемах с промежуточным хладонотенителем. При работе в среднетемпературном режиме (С) машины охлаждают рассол примерно до -10°C и насосами подают его одновременно в несколько охлаждаемых камер. В установках кондиционирования воздуха машины работают в высокотемпературном режиме, охлаждая до $5-6^{\circ}\text{C}$ воду, подаваемую на кондиционеры. Машины состоят из компрессорно-конденсаторного агрегата с водяным охлаждением (АК) и испарительного агрегата — кожухотрубного испарителя с регулирующей станцией и ресивером.

Компрессорно-конденсаторные агрегаты могут поставляться заводами и отдельно — для установок с непосредственным охлаждением. Конструкция и количество испарителей в этом случае определяются проектом на холодильную установку. Агрегаты и машины выпускают для различных хладагентов: R12, R22 и аммиака.

Фреоновые машины с рассольным охлаждением. Холодильные машины ХМ-ФУУ80/І и ХМ-ФУУ80/ІІ предназначены для работы на R12 в высоко- или среднетемпературном режиме (табл. 31). Они имеют прямоточный компрессор ФУ40 или ФУУ80 с частотой вращения 960 или 1440 об/мин (римская цифра ІІ или І в марке машины). Компрессор и электродвигатель соединены эластичной муфтой и установлены на кожухотрубном конденсаторе. При оборотном водоснабжении в целях уменьшения нагрева воды в конденсаторе применяют крышки с меньшим числом перегородок, что в 1,5—2 раза уменьшает число ходов и во столько же раз увеличивает расход охлаждающей воды. Испаритель с линейным ресивером и регулирующей станцией составляют второй агрегат. Машина комплектуется теплообменником поверхностью 1,34 или 2,3 м², фильтром-осушителем, приборами автоматического регулирования, защиты и электропусковой арматурой.

Рассмотрим типовую схему работы машины с рассольным охлаждением трех камер (рис. 117, а). Отепленный в камерах рассол (хлористый кальций или этиленгликоль) насосом *И* подается в испаритель *И*, где охлаждается на $2-3^{\circ}\text{C}$ кипящим при низком давлении хладонотенителем-12 и с температурой $t_{p2} \approx -10 \div -12^{\circ}\text{C}$ снова поступает в камеры. Пары R12 через теплообменник *ТО* отсасываются компрессором и сжимаются до давления в конденсаторе $(6 \div 7) 10^5$ Па. Охлаждаясь водой, пары R12 конденсируются, сливаются в ресивер *ЛР* и, охлаждаясь в теплообменнике, дросселируются в *ТРВ* и поступают в испаритель.

Холодильные машины средней производительности	Хлад-агент	Номинальный режим	Холодильная мощность, кВт	Компрессор		Мощность электродвигателя, кВт		Поверхность конденсатора, м ²	Вместимость рснвера, л	Поверхность испарителя, м ²	Зарядка (±10%)	
				Марка	Теоретическая производительность, кг/с	Номинальная	по потреб-ности, л/с				хлад-агентом	маслом**
ХМ-ФУ40/II		В	74,4	ФУ40	36	22	15,8	17	90	24	125	20
ХМ-ФУ40/II		С	38	ФУ40	—	—	10,8	—	—	—	—	—
ХМ-ФУ40/I *		В	98	ФУ40	54	30	26	24	90	34,4	145	20
ХМ-ФУ40/I *	R12	С	48	ФУ40	—	—	17,5	—	—	—	—	—
ХМ-ФУУ80/II		В	150	ФУУ80	72	40	31,6	35	180	48	305	30
ХМ-ФУУ80/II		С	76	ФУУ80	—	—	22,0	—	—	—	—	—
ХМ-ФУУ80/I *		В	186	ФУУ80	108	55	52	48	180	66	275	30
ХМ-ФУУ80/I		С	95	ФУУ80	—	—	35	—	—	—	—	—
ФМ22		В	47	22ФВ22	18	13	12	24	—	31	200	24
ФМ45		В	94	22ФУ45	36	30	23	48	—	62	380	42
МКТ80-2-0 *	R22	В	102	ПБ80	58	45	39	—	—	—	—	—
ХМ-АВ22/II ***		С	22	АВ22	11,8	10	7	6	—	8	70	9
ХМ-АВ22/I ***		С	31	АВ22	18	13	10	8	—	12	80	9
ХМ-АУ45/II ***	Аммиак	С	44	АУ45	23,6	22	13,5	12	—	18	130	15
ХМ-АУ45/I ***		С	62	АУ45	36	30	20	18	—	25	160	15
ХМ-АУУ90/II		С	88	АУУ90	47	40	27	25	—	32	220	22
ХМ-АУУ90/I		С	124	АУУ90	72	55	40	32	—	45	300	25

* С дополнительным индексом РЭ (или 1 вместо 0) имеют регулирование холодопроизводительности.

** Из них 30—40% — в картридж компрессора.

*** С 1983 г. заменены на МКТ22-7-2 и МКТ45-7-2 (с компрессорами АВ22 и АУ45).

При остановке машины рассол отепляется. Уровень жидкости в расширительном баке РБ увеличивается, и излишний рассол переливается в дополнительный бак Б, который используется при разведении рассола и при оттаивании рассольных батарей.

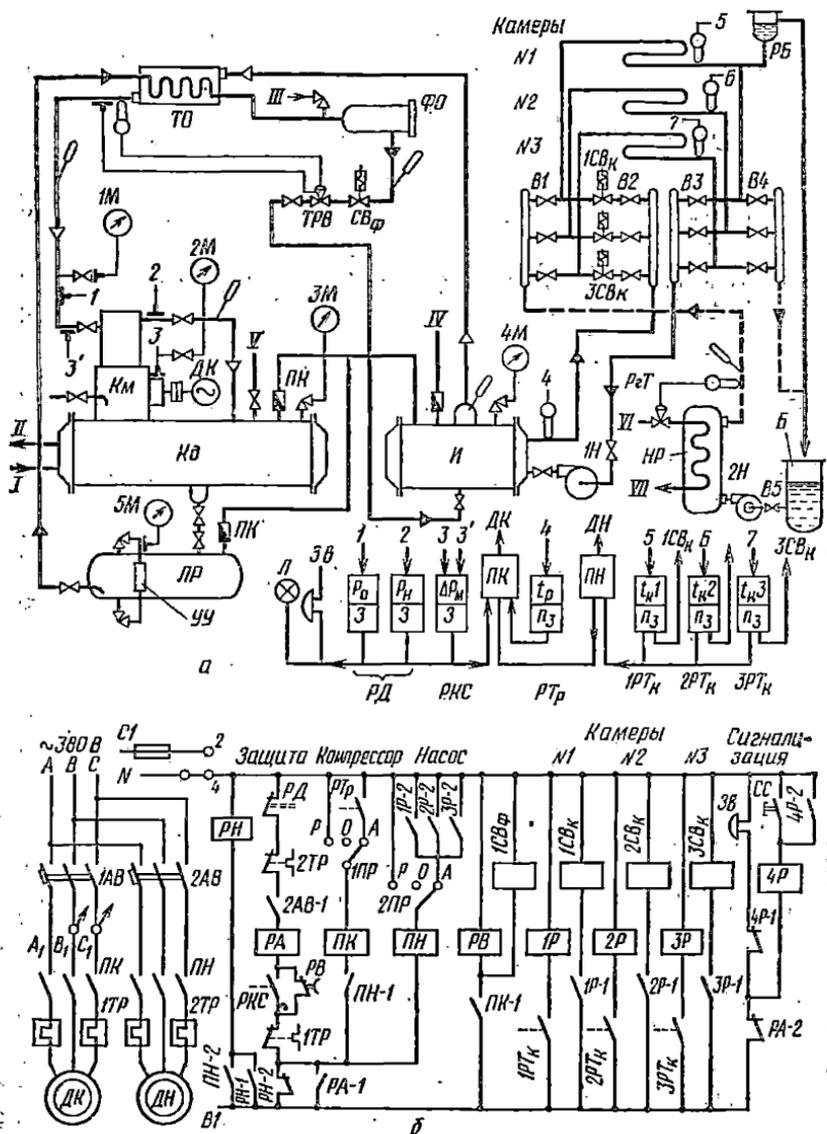


Рис. 117. Схема установки с тремя камерами с рассольным охлаждением фреоновой машиной холодопроизводительностью 20—40 кВт:

а — принципиальная схема; б — электрическая схема; I — вход воды на конденсатор; II — выход воды из конденсатора на градирню; III — зарядка хладагентом; IV — аварийный выпуск фреона; V — выпуск воздуха; VI и VII — подача и выход горячего пара

Для оттаивания одной из батарей (например, в камере № 1) надо закрыть подачу и отвод холодного рассола (вентили $B2$ и $B3$) и, открыв вентили $B4$, $B5$ и $B1$, включить насос $2H$. В нагревателе HP рассол подогревается проходящим по змеевику горячим паром или горячей водой до $35\text{--}40^\circ\text{C}$, через вентиль $B1$ поступает в батарею камеры № 1 и через $B4$ сливается в бак B , откуда снова забирается насосом.

Автоматическое регулирование заполнения испарителей осуществляется при помощи $ТРВ$ с внешним отбором. Чувствительный патрон $ТРВ$ и уравнительную трубку для отбора давления кипения крепят на выходе пара из теплообменника. Установливая перегрев $12\text{--}15^\circ\text{C}$, обеспечивают 100 %-ное заполнение испарителя и частичный выход жидкого $R12$ и масла из испарителя. $R12$ довыкипает в начале теплообменника, а оставшееся масло стекает в картер компрессора. При остановке машины соленоидный вентиль $СВ_\phi$ (перед $ТРВ$) закрывается, надежно перекрывая подачу жидкости в испаритель.

Температура в каждой камере регулируется отдельно при помощи камерных реле температуры $1PT_k\text{--}3PT_k$, которые при достижении заданных температур с дифференциалом около 2°C открывают и закрывают соответствующие соленоидные вентили $1СВ_k\text{--}3СВ_k$. Это позволяет поддерживать в камерах разные температуры (разность температур между наиболее холодной и теплой камерами не должна превышать $5\text{--}6^\circ\text{C}$) независимо от загрузки камер.

Температура рассола на выходе из испарителя поддерживается автоматически включением и остановкой компрессора от реле температуры рассола PT_p , датчик которого 4 крепится на выходе из испарителя. Температура горячего рассола при оттаивании испарителей автоматически поддерживается $35\text{--}40^\circ\text{C}$ регулятором температуры P_eT , который при повышении температуры на выходе из нагревателя уменьшает подачу горячего пара или воды в нагреватель.

Для защиты машины от высокого давления нагнетания (выше $11 \cdot 10^5$ Па) и слишком низкого давления (ниже $0,5 \cdot 10^5$ Па) по мановакуумметру $4M$ служит двублочное реле давлений РД (типа РДЗ-01 или Д220). При давлении ниже $0,5 \cdot 10^5$ Па из-за низкой температуры кипения возникает опасность замерзания рассола в трубках испарителя. Дополнительно для защиты от замерзания предусмотрена блокировка: при остановке насоса $1H$ должен остановиться компрессор.

Давление масла на выходе из маслонасоса должно быть на 2×10^5 Па выше давления всасывания. При разности давлений ниже $2 \cdot 10^5$ Па реле контроля смазки PKC останавливает компрессор.

Защиту электродвигателей от перегрузки осуществляют тепловые реле в магнитных пускателях и автоматических выключателях. Последние также защищают установку от токов короткого замыкания.

Взаимодействие приборов автоматического регулирования и защиты можно проследить по электросхеме (рис. 117, б). Для работы в режиме «Автоматика» переключатели *1ПР* и *2ПР* надо повернуть в положение *А* и включить автоматы *1АВ* и *2АВ*. С клеммы силовой цепи *В₁* (а при напряжении 220 В с клемм *В₁* и *С₁*) получит питание цепь управления. В цепи защиты (*В₁*, *РН-2*, *1ТР*, *РВ*, *РА*, *2АВ-1*, *2ТР*, *РД*, *Н*) сработает аварийное реле *РА*, контактом *РА-1* станет на самопитание и подготовит цепи катушек пускателей компрессора *ПК* и насоса *ПН*. Если температура хотя бы в одной из камер (например, в камере № 1) выше заданной, то реле температуры *1РТ_н* включит промежуточное реле *1Р*, которое контактом *1Р-1* откроет соленоидный вентиль подачи холодного рассола *1СВ_н*, а вторым контактом *1Р-2* включит пускатель насоса *ПН*. При этом контакт *ПН-2* включает реле напряжения *РН*, а контакт *ПН-1* подготовит цепь пускателя компрессора *ПК*. Реле температуры *РТ_р* автоматически включает и останавливает компрессор, поддерживая заданную температуру рассола. При включении компрессора контакт *ПК-1* включает соленоидный вентиль подачи фреона *1СВ_ф* и реле времени *РВ*. Через 10—15 с контакт *РВ* в цепи защиты разомкнется, но к этому времени давление масла в компрессоре замкнет контакт *РКС*, и цепь *РА* останется замкнутой.

При срабатывании прибора защиты (*РД*, *РКС*, *1ТР* или *2ТР*) обрывается цепь *РА*. Контакт *РА-1* останавливает компрессор и насос, а контакт *РА-2* включает аварийную сигнализацию. Выключить звонок *Зв* можно нажатием кнопки сброса сигнала *СС*. При этом реле *4Р* контактом *4Р-2* встанет на самопитание, а контактом *4Р-1* отключит звонок. Если после остановки компрессора контакты *РД* и тепловых реле замкнутся, то компрессор самопроизвольно не включится (разомкнуты контакты *РН-2* и *РА-1*). Для повторного пуска надо выключить и включить автомат *1АВ*. При этом снимется напряжение с реле *РН* и замкнувшийся контакт его *РН-2* подготовит повторный пуск установки. При ручном режиме (*Р*) компрессор и насос включаются независимо от температур рассола и камер. Приборы защиты продолжают выполнять свои функции.

Холодильные машины ХМ-ФУ40 и ХМФУ80 выпускают и с пультами УК-74 (см. гл. 9).

Машины ФМ22 и ФМ45 на R22 имеют компрессоры той же базы, как у машин ХМ-ФУ40, но с меньшим диаметром цилиндров (не 101,6; а 81,88 мм). Для заполнения испарителя вместо *ТРВ* используют реле разности температур, которое поддерживает заданный перегрев в теплообменнике включением и отключением соленоидного вентиля СВМ-25, установленного перед ручным регулирующим вентиляем.

Машины МКТ80-2-0 и МКТ80-2-1 имеют бессальниковый компрессор нового ряда ПБ80. У машины МКТ80-2-1 холодопроизводительность регулируется отжимом всасывающих клапанов.

Аммиачные машины ХМ-АВ22, ХМ-АУ45 и ХМ-АУУ90. Как и фреоновые машины, они выпускаются в двух вариантах: на частоте вращения 960 об/мин (с индексом II) и 1440 об/мин (с индексом I).

Кожухотрубные конденсаторы со стальными трубами могут иметь разное число ходов (при обратном водоснабжении в 1,5—2 раза меньше). После компрессора установлены маслоотделители с диаметром патрубков соответственно 32, 40 и 50 мм. Приборы автоматики (ТРВ, реле давлений и РКС) имеют исполнение для аммиачных установок (см. гл. 9). Дополнительно целесообразно устанавливать реле защиты от появления опасной концентрации аммиака СКА-1 (см. рис. 104). Аммиачные установки, как более опасные, для кондиционирования воздуха не применяют. Устанавливают их в отдельно стоящих машинных отделениях. Электрические щиты управления должны быть вынесены из машинного отделения в отдельное помещение (щитовую).

§ 6. ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И УСТАНОВКИ БОЛЬШОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Машины холодопроизводительностью более 100 кВт выпускают на базе поршневых компрессоров П110 и П220 и с винтовым компрессором ВХ350 для аммиака и R22. Установки с крупными оппозитными компрессорами в основном применяются в химической промышленности и здесь не рассматриваются.

Краткая техническая характеристика крупных холодильных машин приведена в табл. 32. Машины, отмеченные звездочкой, выпускаются также со ступенчатым регулированием (25, 50, 75 и 100 %) путем электромагнитного отжима всасывающих клапанов (последняя цифра в марке у них на единицу больше).

Таблица 32

Холодильные машины большой производительности	Холодопроизводительность, кВт	Компрессор		Мощность электродвигателя, кВт		Конденсатор (марка, F_H) ²⁾	Испаритель (марка, F_H) ²⁾	Зарядка, кг	
		Марка	Теоретическая производительность V_T , л/с	номинальная	потребляемая $N_{эл}$			хладагентом	маслом
1МКТ110-7-2 *	87	П110	55	37	34	40	60	250	18
МКТ110-7-2 *	128	П110	83,6	55	47,5	40	60	250	18
1МКТ220-7-2 *	174	П220	110	75	66	60	90	500	20
МКТ220-7-2 *	256	П220	167	100	95	60	90	500	20
A350-7-0 *	790 **	ВХ350	243	200	180	Нет	Нет	—	160
A350-7-2 *	406	ВХ350	243	165	145	»	»	—	160
МКТ110-2-0 *	215	П110	83,6	75	48,5	КХ60	ИТ30	120	18
МКТ110-2-2	97	П110	83,6	55	40,5	КХ40	ИТ20	100	18
МКТ220-2-0 *	430	П220	167	132	97	КХ110	ИТ65	150	20
МКТ220-2-2 *	194	П220	167	100	81	КХ60	ИТ30	110	20
МКТ350-2-1	674	ВХ350	243	200	165	КХ170	ИТ100	450	250

* С последней цифрой на единицу больше (например, -7-3) имеют регулируемую холодопроизводительность.

** При $t_0 = 0$, $t_H = 30^\circ\text{C}$.

Аммиачные машины и установки с поршневыми компрессорами. Машины типа МКТ с компрессорами П110 и П220 предназначены для охлаждения рассола в среднетемпературных установках. Схема этих машин аналогична фреоновым (см. рис. 117), но вместо теплообменника машины комплектуются маслоотделителем (с автоматическим возвратом масла в картер компрессора). Заполнение испарителя аммиаком регулируется при помощи реле уровня (типа ПРУ-5М), которое открывает и закрывает соленоидный вентиль на жидкостной линии (перед *PВ*).

Для защиты от влажного хода на испарителе установлены еще два реле уровня (одно дублирующее). Имеется реле температуры, отключающее компрессор при температуре сжатия более 135—140 °С.

В установках с непосредственным охлаждением применяют компрессорно-конденсаторные агрегаты этих машин АҚ110-7-2, АҚ110-7-3 и АҚ220-7-2, АҚ220-7-3 *. Испарители, ресиверы и другие аппараты и приборы поставляются в соответствии с проектом на холодильную установку.

Рассмотрим схему безнасосной аммиачной установки (рис. 118), широко применяемую на распределительных и других холодильниках вместимостью 500—1000 т.

Жидкий аммиак давлением $(10 \div 12) 10^5$ Па из линейного ресивера *ЛР* поступает через переохладитель жидкости *ЛО*, а при отсутствии источника холодной воды (*IX*) через обводной вентиль, на распределительный жидкостный коллектор *РЖК* и далее через жидкостный коллектор *ЖК* распределяется по камерам. Пары из испарителей через всасывающий коллектор *ВК* попадают в отделитель жидкости *ОЖ*. Попавшие в *ОЖ* с парами капли жидкого аммиака стекают в защитный ресивер *ЗР*, а пары отсасываются компрессорами параллельно работающих трех агрегатов. Сжатые пары через маслоотделители *МО—ЗМО* поступают в конденсаторы *КД—ЗКД* и после конденсации жидкий аммиак сливается в общий линейный ресивер *ЛР*. Иногда предусматривают возможность подачи жидкого аммиака из конденсаторов на *РЖК*, минуя *ЛР*.

Вода, отепленная в конденсаторе на 3—5 °С (*IT*), поступает на вентиляторную градирню *Гр*, где, охладившись за счет частичного испарения, сливается в бак, расположенный в прохладном подвальном помещении. Из бака охлажденная вода насосом *Н* снова подается на конденсаторы *КД—ЗКД*, а часть ее (4—5 %) — в водяные рубашки компрессоров. При понижении уровня воды в баке поплавковый регулятор обеспечивает добавление холодной воды из городской сети (*IX*). Эту же воду можно подавать прямо на конденсатор в случае ремонта или неэффективной работы градирни. При остановке компрессора *КМ* соленоидный вентиль *ICB_B* закрывается.

Для оттаивания испарителей одной из камер (например, № 1) надо открыть вентиль *B5* работающего агрегата для подачи горячего

* Агрегаты с цифрой 1 (впереди) имеют частоту вращения компрессора 960 об/мин (вместо 1470 об/мин).

давления PR , и поплавков, открывая клапан, перепускает жидкость в дренажный ресивер DR . При переполнении ресивера реле уровня 8 включает красную лампочку. При этом надо горячим паром G_0 выдавить жидкий аммиак в жидкостный коллектор $PЖК$. Остальные вентили, кроме манометрового, надо закрыть. При достаточном снижении уровня реле 9 включает зеленую сигнальную лампочку. Аналогично удаляется жидкость и из защитного ресивера.

Для удаления воздуха, попавшего в систему, установлен отделитель воздуха OB . Отделившийся воздух выпускают через сосуд с водой C .

Все сосуды большой вместимости имеют предохранительные клапаны, указатели уровней и манометры. Для удаления паров хладагента предусмотрены вентили, соединяющие сосуды со стороны всасывания (G).

Система почти полностью автоматизирована.

Для заполнения испарителя служат ТРВ с внешним отбором, которые поддерживают заданный перегрев пара на выходе из испарителя.

Температура в камерах регулируется при помощи реле температуры ($1T-3T$), которые открывают и закрывают соленоидные вентили подачи жидкости $1CB_k-3CB_k$ (перед ТРВ).

Температура кипения поддерживается в заданных пределах пуском и остановкой компрессоров. Каждый компрессор включается своим реле давления ($РД-1к \div РД-3к$), настройка которых может быть осуществлена по схеме пропорционального или астатического шагового регулирования (см. рис. 102). Если один из компрессоров имеет регулируемую холодопроизводительность (электромагнитным отжимом всасывающих клапанов), то предпочтительнее астатическая схема настройки, причем настройка $РД$ этого компрессора должна иметь дифференциал меньше, чем у двух других, чтобы он раньше других включался и останавливался.

Автоматически регулируется возврат масла из маслоотделителей $1MO-3MO$ в картеры компрессоров.

Для защиты от влажного хода на отделителе жидкости смонтированы два реле уровня $РУ$ (типа $ПРУ-5M$), которые отключают одновременно три компрессора.

Кроме того, на каждом компрессоре имеются приборы защиты, которые останавливают компрессор при наступлении опасного режима:

давление нагнетания по манометру выше $14,8 \cdot 10^5$ Па. Контролируется $РД$ типа $D220A-13$;

температура нагнетания t_n более $145-150$ °С (реле температуры типа $TR-OM5-09$);

разность между давлением масла и давлением всасывания Δp менее $2 \cdot 10^5$ Па (реле контроля смазки $PKC-1-OM5-01A-2$);

расход воды в водяной рубашке менее 30 % от номинального (реле расхода PP). Эта профилактическая защита необязательна.

Приборы защиты подключаются к пульту $УК-74$ (см. рис. 106), который останавливает компрессор, включает сигнальные устрой-

ства СУ (звонок и красную лампу) и лампочку, указывающую на причину срабатывания с «запоминанием» (при исчезновении причины срабатывания компрессор самопроизвольно не включается и лампочка продолжает гореть).

Профилактическая защита предусматривает блокировку: при остановке водяного насоса (например, при пониженном давлении воды — датчик 7) останавливается компрессор.

Для проверки срабатывания реле уровней на присоединительных колонках надо открыть вентиль подачи жидкого аммиака Ж и открыть верхний вентиль на колонке, а затем нижним вентиляем на колонке сбросить жидкость в сосуд.

Фреоновые машины (R22). Машины серии МКТ110-2 унифицированы с аммиачными машинами. Кожухотрубные конденсаторы и испарители этих машин имеют не стальные трубки, а медные с оребрением. У испарителей оребрение выполнено со стороны кипения, т. е. внутри труб. Смазочное масло в этих машинах — ХМ22с-16, ХМ22-24 или ХС40. Вся машина собрана в одном агрегате: компрессорно-конденсаторный агрегат с манометровым щитом и приборами смонтированы рядом с испарителем-теплообменником на двух поперечных опорах.

Принципиальная схема машин на хладоне-22 аналогична схеме машин с хладоном-12 (см. рис. 117). Машины укомплектованы приборами автоматики для регулирования температуры рассола — ТР-ОМ5-02; для защиты от высокой температуры нагнетания — ТР-ОМ5-09; для защиты от высокого и низкого давления — Д220-12; для защиты от нарушения режима смазки — РКС-1-ОМ5:03.

Машины с винтовым компрессором. Агрегаты с винтовым компрессором ВХ350 выпускаются для R22 и аммиака. Машины МКТ-350-2-1 на хладоне-22 (рис. 119) предназначены для охлаждения воды в установках кондиционирования воздуха. Основная особенность машин с винтовым компрессором — обильная подача масла в полость сжатия. Масло снижает температуру нагнетания и уменьшает зазоры между винтами и корпусом, что позволяет значительно увеличить степень сжатия. Масло выбрасывается со сжатым паром в маслоотделитель МО и затем шестеренчатым насосом Н подается в маслоохладитель МОх, где охлаждается водой, и после фильтра ФМ₂ снова впрыскивается в полость сжатия и сальника.

Температура подаваемого масла не должна быть ниже 25 °С, чтобы не повышалась его вязкость. Поэтому для запуска компрессора надо сначала ключом управления КУ включить маслонасос Н и нагреватель Нг. Масло начинает циркулировать по кольцу МО — Н — МОх — РгД — МО и нагреваться. При достижении температуры масла 30—35 °С срабатывает реле температуры ЗРТ (ТР-ОМ5-03), которое снимает блокировку пуска компрессора и отключает нагреватель. Загорается лампочка. Открыв вентили подачи масла на компрессор, включают компрессор. При работе масло в компрессоре нагревается, а в маслоохладителе охлаждается.

Приборы защиты при опасных режимах отключают компрессор. На пульте загорается лампочка, указывающая причину остановки,

и дается сигнал на пульт общей сигнализации. От высокой температуры нагнетания защищает реле температуры $1PT$ (ТР-ОМ5-09). От высокого давления нагнетания и низкого давления всасывания реле давления $РД$ (Д220-12), при температуре подаваемого масла более 50°C отключает реле $2PT$ (ТР-ОМ5-04). При понижении раз-

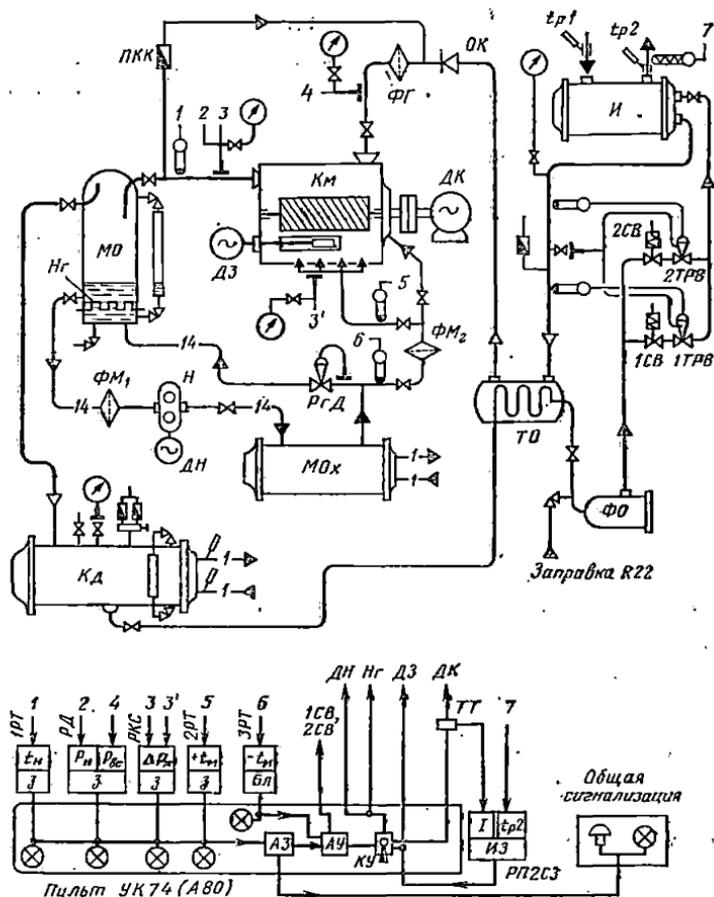


Рис. 119. Схема холодильной машины с винтовым компрессором MKT350-2-1

ности между давлением подаваемого масла и давлением нагнетания срабатывает реле контроля смазки (РКС-1-ОМ5-03-2). При чрезмерно высоком давлении масла регулятор давления $РГД$ сбрасывает масло в маслоотделитель $МО$.

Автоматическое поддержание заданной температуры воды или рассола на выходе из испарителя $t_{из}$ осуществляется изменением холодопроизводительности компрессора золотниковым устройством. При перемещении золотника (от реверсивного двигателя золотника $ДЗ$) увеличение всасывающего отверстия приводит к снижению производительности, так как уменьшается объем заполнения

винтовой полости. Происходит как бы уменьшение рабочей длины винтов. При понижении температуры рассола изодромный регулятор температуры типа РП2С3 (см. рис. 90) дает команду двигателю золотника ДЗ на снижение производительности. Дополнительный канал этого прибора, включенного через трансформатор тока ТТ, при увеличении тока сверх допустимого значения берет управление на себя, не допуская перегрузки компрессора. Когда сила тока падает, снова включается в управление регулятор температуры. При остановке компрессора золотник полностью открывается, что облегчает последующий пуск компрессора.

Для регулирования заполнения испарителя хладагентом служат два ТРВ (22ТРВ400) с внешним отбором. При снижении температуры кипения требуемый расход хладагента уменьшается, и один ТРВ автоматически отключается. Это позволяет уменьшить колебание перегрева.

Машины укомплектованы измерительными приборами (пять манометров, термометры, амперметр, указатели уровней) и предохранительными клапанами на сосудах и на компрессоре. Аммиачные машины с винтовым компрессором аналогичны описанной, но не имеют теплообменника, а имеют отделитель жидкости. Возможны некоторые модификации в схеме автоматики. Например, можно регулировать температуру подаваемого масла изменением подачи воды в маслоохладитель и т. д.

§ 7. ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И УСТАНОВКИ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО СЖАТИЯ И КАСКАДНЫЕ

Для температур кипения $-40 \div -70$ °С применяют двухступенчатые машины R22 и аммиачные компрессионные агрегаты (типа АДС и АД). В диапазоне $-70 \div -100$ °С более экономичны каскадные машины. Техническая характеристика основных типов этих машин приведена в табл. 33.

Машины ФДС-1,2-70В и ФДС-2,5-70В. Эти машины применяют для небольших низкотемпературных камер или шкафов с непосредственным охлаждением (один или два воздухоохладителя типа АВН-25). Компрессорно-конденсаторный агрегат включает компрессор с электродвигателем первой ступени (низкой), промежуточный сосуд с охлаждением пара водой, компрессор с электродвигателем второй ступени, маслоотделитель, кожухотрубный конденсатор, фильтр-осушитель, теплообменник и приборы автоматики, смонтированные на общей раме. Эти агрегаты могут поставляться и отдельно (без испарителей).

Двухступенчатая машина МКТД30-2-5. Эта машина (рис. 120) предназначена для охлаждения хладоносителя — этиленгликоля или R30 до -65 °С. Жидкий R22 из конденсатора Кд (типа КХ40) через фильтр-осушитель ФО поступает в теплообменник ИТО, где частично охлаждается парами, идущими из испарителя (типа И80) в компрессор Км1. В теплообменнике 2ТО жидкий R22 дополнительно охлаждается за счет кипения R22 при промежуточном давлении. Для этого часть R22 в точке А отбирается от основного потока

Марка двухступенчатых и каскадных машин и агрегатов	Хлад-агент	Режим работы, °С	Холодо-производительность, кВт	Компрессор		Мощность электродвигателя, кВт	Мощность $N_{эл}$, потребляемая обмотками компрессорами, кВт	Зарядка, кг	
				марка первой ступени	Теоретическая производительность V_T , л/с			мас-лои	хлад-агентом
ФДС-1,2-70В	R22	$t_0 = -70$;	1,2	22ФУС12	17,2	3	4,2	3,4	25
		$t_{вд} = 20$							
ФДС-2,5-70В	R22	$t_0 = -70$;	2,5	22ФУС25	34,4	5,5	7,9	3,4	35
		$t_{вд} = 20$							
МКТД30-2-5	R22	$t_{р2} = -65$;	21,4	ВХ30-2-7	243	45	40	200	750
		$t_{вд} = 25$							
МКТН20-3-4	R13	$t_{р2} = -86$;	24,4	П220	167	75	48	35	350
		$t_{вд} = 25$							
АДС-25			20	АУ45	36	13	13	5	—
АДС-50			40	АВ22	11,8	10	26	10	—
АД90-7-4	Аммиак	$t_0 = -40$	110	АУУ90	72	30	65	45	—
		$t_K = 35$							
АД130-7-4*			157	П110	179	40	100	14	—
АД260-7-4*			302	ВХ350-7-4	243	55	152	14	—
				П110-7-0	83,6	75	100**	230	—
				ВХ260-7-4	486	100**	152	230	—
				П-220-7-0	167	132	132	20	—

* Машины с цифрой 5 на конце в марке имеют электромагнитный отжим всасывающих клапанов.

** У агрегата АД260-7-4 $N = 160$ кВт.

и через $2TPB$ подается в $2TO$. Основной поток жидкости через $1TPB$ поступает в испаритель. Пары из испарителя подогреваются в $1TO$ и после сжатия в компрессоре I ступени $KM1$ через маслоотделитель $1MO$ поступают в промежуточный холодильник $ПХ$, где охлаждаются водой примерно до $30^\circ C$ и затем, смешиваясь в точке B с холодными парами из теплообменника $2TO$, охлаждаются еще на $10-15^\circ C$ и поступают в компрессор второй ступени ($KM2$), где сжимаются до давления в конденсаторе и конденсируются.

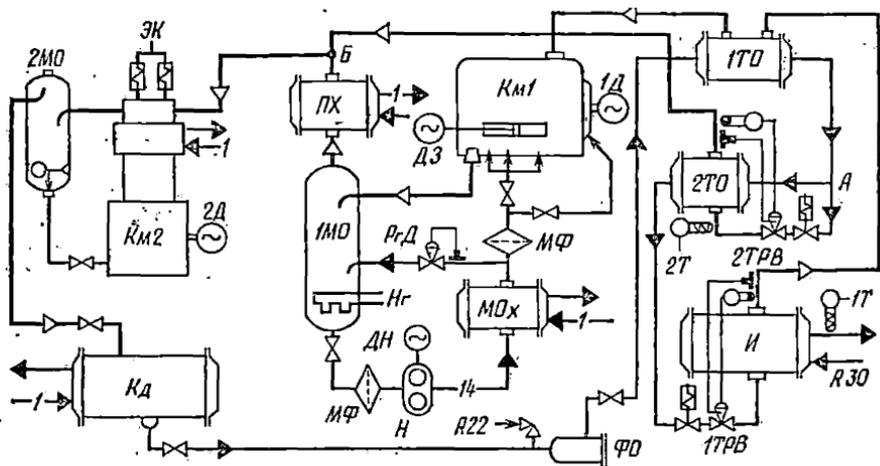


Рис. 120. Упрощенная схема двухступенчатой машины с винтовым бустер-компрессором МКТД30-2-5.

Циркуляция и охлаждение масла, выбрасываемого в $1MO$ из компрессора $KM1$, такие же, как и в одноступенчатой схеме с винтовым компрессором (см. § 6 этой главы, рис. 119).

Автоматическое изменение холодопроизводительности компрессора низкой ступени такое же, как и в одноступенчатом винтовом компрессоре (см. § 6). При снижении температуры хладонотителя на выходе из испарителя изодромный регулятор температуры с датчиком $ИТ$ дает команду двигателю золотника $ДЗ$ на плавное снижение холодопроизводительности. При этом компрессор верхней ступени, продолжая работать на полную нагрузку, начинает понижать промежуточное давление в теплообменнике $2TO$. Регулятор температуры с датчиком $2Т$ дает команду на ступенчатое уменьшение холодопроизводительности компрессора верхней ступени поочередным отжимом всасывающих клапанов в цилиндрах электромагнитами $ЭК$. Таким образом обеспечиваются заданное значение t_{p2} и промежуточные давление и температура.

В компрессорах обеих ступеней предусмотрена защита от высокого и низкого давлений, от нарушения режима смазки и от высокой температуры нагнетания. В винтовом бустере-компрессоре, как и в одноступенчатом, дополнительно имеется защита от чрезмерно

высокой или низкой температуры масла. Приборы защиты и контроля на схеме не показаны. Расположение их см. на рис. 119.

Двухступенчатые установки с аммиачным агрегатом. При проектировании крупных установок для холодильников подсчитывают теплопритоки на каждую группу камер с заданной температурой хранения продуктов (0, -20 , -30 °С). Для камер с нулевой температурой применяют одноступенчатые установки, а для -20 и -30 °С — двухступенчатые. Таким образом, на три температуры могут быть три самостоятельные установки. В § 4 гл. 6 было показано преимущество единой схемы на три температуры кипения и дан метод подбора компрессоров, электродвигателей и основных аппаратов. При составлении схемы учитывают ее экономическую целесообразность и удобство эксплуатации.

Для холодильников вместимостью более 1000 т широкое применение находят аммиачные насосные установки с тремя температурами кипения. Схема такой установки с коллекторным подсоединением испарителей показана на рис. 121.

На каждую группу камер имеется 4 коллектора: *ЖК* — жидкостный — для подачи жидкого аммиака; *ВК* — всасывающий; *ОК* — оттаивательный (подача горячего пара G_0 в испарители) и *ДК* — дренажный, через который жидкий аммиак после оттайки стекает в дренажный ресивер. Имеется свой циркуляционный ресивер *ЦР* и аммиачный насос.

Рассмотрим для примера, как охлаждается морозильная камера. Аммиачный насос забирает из циркуляционного ресивера *ЦР₄₀* жидкий аммиак и через коллектор *ЖК* подает его в испаритель *И* (обычно воздухоохладитель). Количество подаваемой насосом жидкости в 3—4 раза превышает количество жидкости, выкипающей в испарителях. Поэтому жидкость снова сливается в циркуляционный ресивер *ЦР₄₀*, а пары из него отсасывают компрессорами *1Км* и *2Км*, которые поддерживают давление $0,7 \cdot 10^5$ Па, соответствующее температуре кипения -40 °С. Сжатый пар через маслоотделители *1МО* и *2МО* поступает в общий промежуточный сосуд *ПС* и, пробулькивая через жидкий аммиак, охлаждается до температуры -10 °, соответствующей промежуточному давлению ($2,5 \cdot 10^5$ Па). Пар отсасывается из промежуточного сосуда компрессорами второй ступени *5Км* и *6Км* и сжимается до давления в общих конденсаторах (*1Кд*, *2Кд*). Здесь пар охлаждается водой, поступающей из градирни *Гр*, конденсируется и сливается в общие линейные ресиверы *1ЛР*, *2ЛР*. Выходя из ресиверов, аммиак с давлением $(10 \div 12) \cdot 10^5$ Па охлаждается в переохладителе *ПО* артезианской или холодной городской водой *1х* и поступает на распределительный жидкостный коллектор *РЖК*. Часть аммиака отбирается и через *4РВ* подается в промежуточный сосуд, а основной поток охлаждается в змеевике *ПС* и через *1РВ* поступает в *ЦР₄₀*.

Аналогично охлаждаются камеры замороженных грузов. Компрессоры *3Км* и *4Км* отсасывают пары из *ЦР₃₀*, поддерживая в нем давление $1,2 \cdot 10^5$ Па; и сжимают их до давления в промежуточном сосуде ($2,5 \cdot 10^5$ Па).

3МО и 4МО. Закрывая левые вентили и открывая правые, можно подать пары через общий маслоотделитель ОМО прямо в конденсаторы.

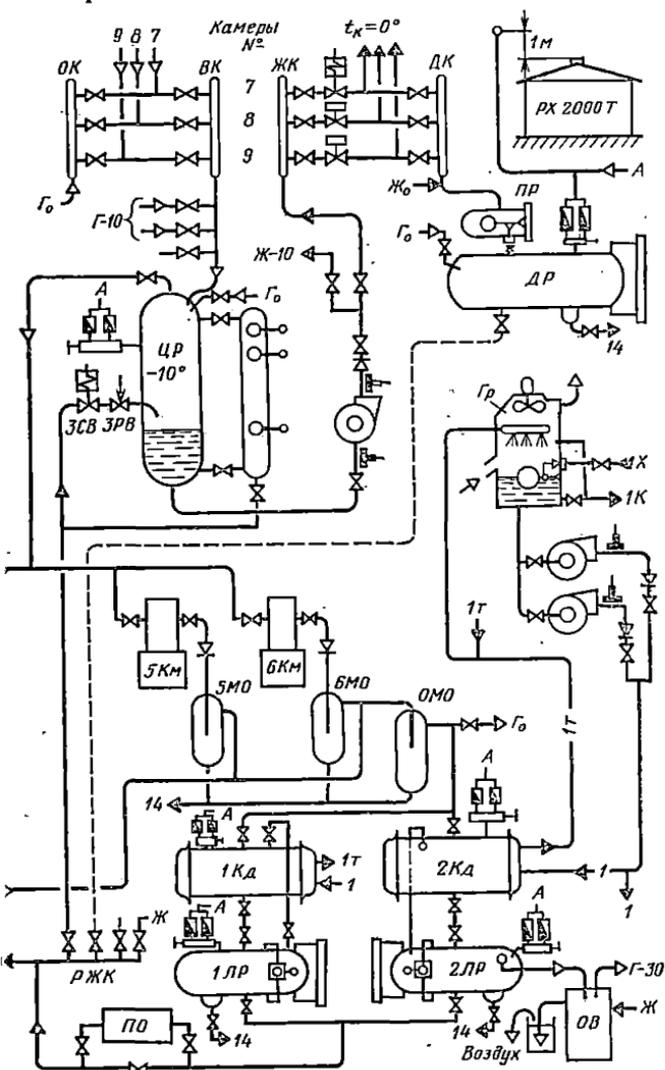


Рис. 121. Схема крупной аммиачной насосной установки на три температуры кипения с коллекторным подключением испарителей

Для оттаивания испарителя И морозильной камеры (или любой другой камеры) надо закрыть соответствующие вентили подачи жидкости и отсоса пара (на коллекторах ЖК и ВК) и открыть вентили подачи горячего пара Γ_0 (на коллекторе ОК) и слива жидкости в дренажный ресивер Ж_0 (на коллекторе ДК). При оттайке пар Γ_0 , поступающий в испаритель, не может пройти через поплавковый вентиль ПР. Поэтому давление в испарителе растет, пар конденсируется, отдавая теплоту конденсации образовавшемуся на испари-

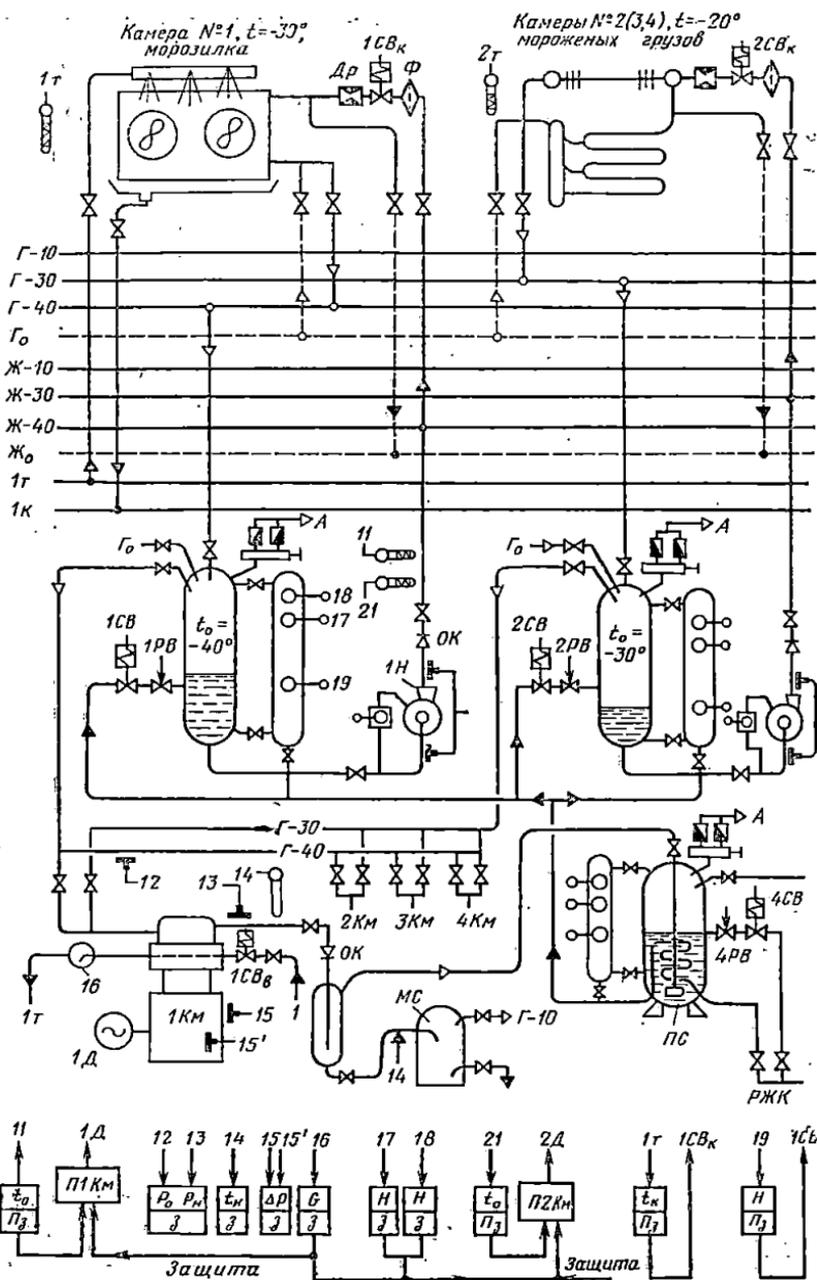
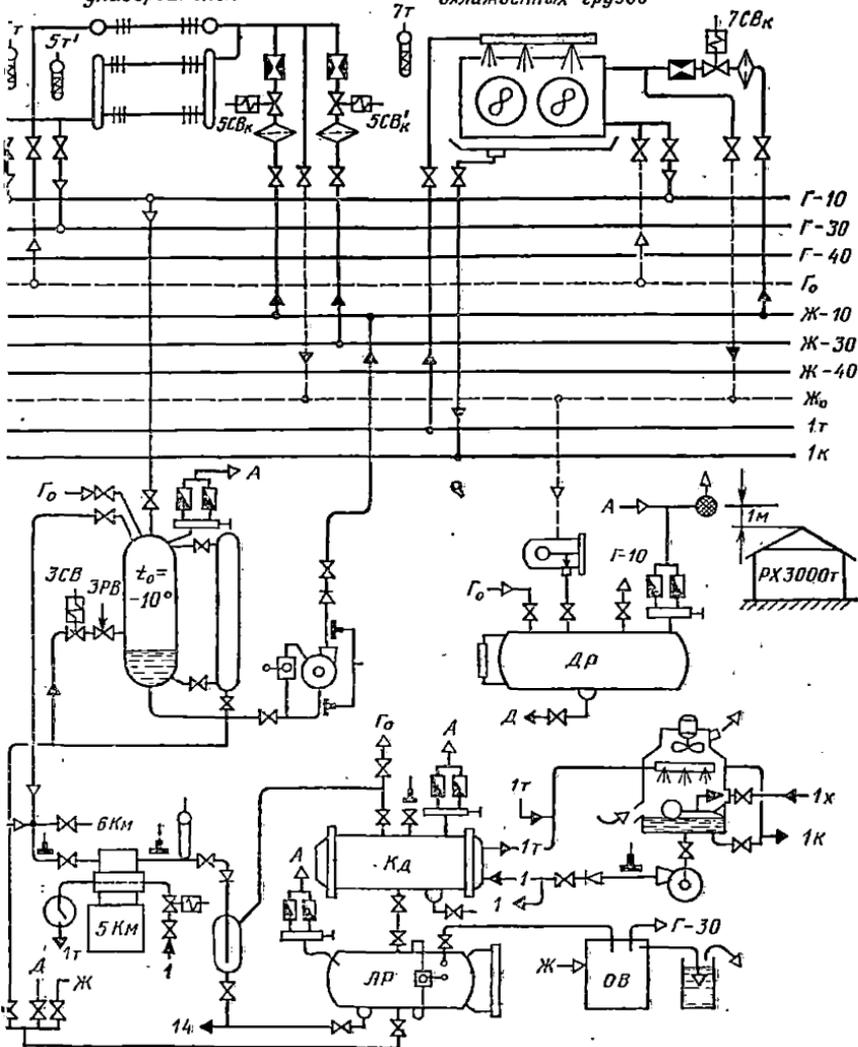


Рис. 122. Схема крупной аммиачной насосной установки на три температуры кипения с бесколлекторным подсоединением испарителей

Камеры №5(6) $t=0/-20^{\circ}$
универсальные

Камеры №7(8,9), $t=0^{\circ}$
охлажденных грузов



телях снеговому слою, и жидкий аммиак, стекая в поплавковый регулятор $ПР$, приподнимает поплавков и поступает в ресивер $ДР$. Для последующего удаления жидкости из дренажного ресивера надо на время перекрыть вентиль слива (под $ПР$) и паром G_0 выдавить жидкость на распределительный коллектор $РЖК$.

При небольшом числе камер с нулевыми температурами (одна-две камеры) можно обойтись без циркуляционного ресивера $ЦР_{-10}$, вабирая жидкость промежуточного давления насосом непосредственно из промежуточного сосуда.

В схеме предусмотрено периодическое удаление воздуха через отделитель воздуха *ОВ*. Обычно устанавливают автоматические воздухоотделители типа АВ-2 или АВ-4.

Автоматическое поддержание заданной температуры в камерах осуществляется при помощи камерных реле температуры, которые управляют соленоидными вентилями подачи жидкого аммиака в камеры (*СВ_к*).

Температура кипения в циркуляционных ресиверах (например, ЦР₋₄₀) поддерживается в заданных пределах пуском и остановкой компрессоров. Компрессор *1Км* включается от реле температуры *11*, а компрессор *2Км* от реле температуры *21*. Настройка реле может быть пропорциональной или астатической (см. рис. 102, гл. 9).

Уровень жидкости в циркуляционных ресиверах (например, ЦР₋₄₀) поддерживается с помощью реле уровня типа ПРУ-5М (*19*), которое открывает и закрывает соленоидный вентиль *1СВ* (перед *1РВ*).

Для защиты у каждого компрессора имеется реле давления типа Д220А-13 (датчики *12* и *13*), реле температуры ТР-ОМ5-09 (*14*), реле контроля смазки РКС-1-ОМ5-01А (*15* и *15'*) и реле расхода воды (*16*). Настройка их такая же, как и в безнасосной схеме (см. рис. 118 § 6 гл. 10).

На каждом циркуляционном ресивере имеется по два реле уровня (типа ПРУ-5М), которые одновременно отключают все компрессоры, работающие на данный ресивер при переполнении его жидкостью.

Каждый компрессор имеет пульт управления (типа УК-74 или А80), который обеспечивает автоматический пуск и остановку компрессора, отключение его при опасном режиме работы с включением расшифровывающей сигнализации (указывающей на причину срабатывания) и подачи аварийного сигнала на главный щит автоматики (ГЩА).

Схема крупной аммиачной установки с бесколлекторным подсоединением испарителей. На крупных холодильниках с большим числом камер для уменьшения общей длины трубопроводов целесообразнее применять схемы с бесколлекторным подсоединением испарителей (рис. 122). При этом независимо от количества камер вдоль коридоров проходят десять трубопроводов: отсос пара в ресиверы с температурой кипения —10, —30 и —40 °С (*Г-10*, *Г-30*, *Г-40*); подача горячего пара для оттайки (*Г₀*); подача жидкости из ресиверов с соответствующей температурой кипения (*Ж-10*, *Ж-30*, *Ж-40*); слив жидкости в дренажный ресивер после оттайки (*Ж₀*), подача теплой воды *1г* для ускорения оттаивания воздухоохладителей и сток воды в канализацию *1к*.

В группе универсальных камер (№ 5, 6) может поддерживаться температура 0 либо —20 °С. Для этого у них подача жидкого аммиака идет либо от линии *Ж-10* через соленоидный вентиль *5СВ_к*, либо от линии *Ж-30* через *5СВ'_к*. Соответственно и всасывающая линия присоединяется к *Г-10* либо к *Г-30*. В электросхеме должен быть переключатель, включающий нужное реле температуры (*5т* или *5т'*), чтобы не производить перенастройку приборов.

Схема компрессорно-конденсаторной группы такая же, как и в коллекторной аналогичной схеме (см. рис. 121). Для защиты аммиачных герметичных насосов здесь предусмотрены реле разности давлений (типа РКС) и реле уровня, которое отключает насос при снижении в нем уровня жидкого аммиака во избежание перегрева электродвигателя.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Как регулируется заполнение испарителя при помощи капиллярной трубки? В чем недостатки этого способа?

2. Нарисуйте на память принципиальную электросхему компрессонного домашнего холодильника и сверьтесь с рис. 107, г.

3. Нарисуйте схему фреоновой машины для охлаждения двух камер с автоматической оттайкой горячим паром.

4. Как производится оттаивание одной из камер в схеме с рассольным охлаждением? Нарисуйте схему.

5. Какие параметры требуют автоматического регулирования в крупных аммиачных одноступенчатых насосных установках? Дайте схему установки и расставьте датчики приборов регулирования.

6. Нарисуйте схему установки с винтовым фреоновым компрессором для охлаждения рассола и сравните ее с рис. 119.

Глава 11. КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

§ 1. ТРЕБУЕМЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВОЗДУХА В ПОМЕЩЕНИИ

Кондиционирование воздуха предназначено для одновременного поддержания в помещении заданной температуры, относительной влажности и чистоты воздуха. Поддержание этих параметров создает оптимальные условия для труда и отдыха людей (комфортное кондиционирование) и для различных производственных процессов (технологическое кондиционирование).

При *комфортном кондиционировании* в средней полосе СССР в столовых, магазинах, кинотеатрах, учреждениях оптимальная температура в рабочей зоне (на высоте 2—2,5 м) летом равна примерно 22—25 °С, для южных районов $t_{п} = 25 \div 28$ °С. Относительная влажность $\varphi = 30 \div 60$ %, при этом большей расчетной температуре соответствует меньшая влажность. Скорость движения воздуха должна быть не более 0,25 м/с.

При *технологическом кондиционировании* режимы могут быть самые различные. Например, для сушки колбас, в камерах хранения копченых изделий требуется $t = 12$ °С, $\varphi = 70 \div 80$ %; в камерах созревания сыра $t = 10 \div 14$ °С, $\varphi = 85 \div 90$ %; в цехах сборки точного машиностроения $t = 20$ °С, $\varphi = 40 \div 50$ %. Скорость движения воздуха должна быть не более 0,4 м/с.

Для очистки воздуха от загрязнений применяют систему фильтров и приточно-вытяжную вентиляцию.

§ 2. ПАРАМЕТРЫ ВОЗДУХА, ПОДАВАЕМОГО В ПОМЕЩЕНИЕ

В кондиционируемое помещение непрерывно поступают теплопритоки через ограждения (за счет теплопередачи и солнечной радиации), от людей, технологического оборудования, осветительных

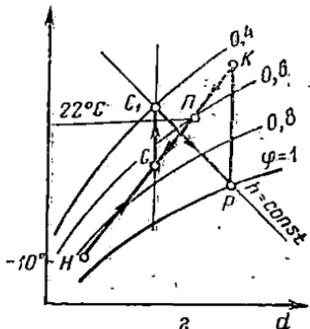
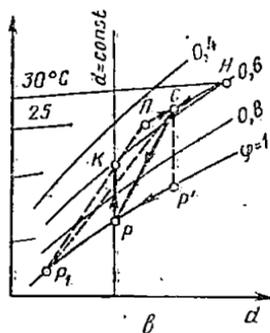
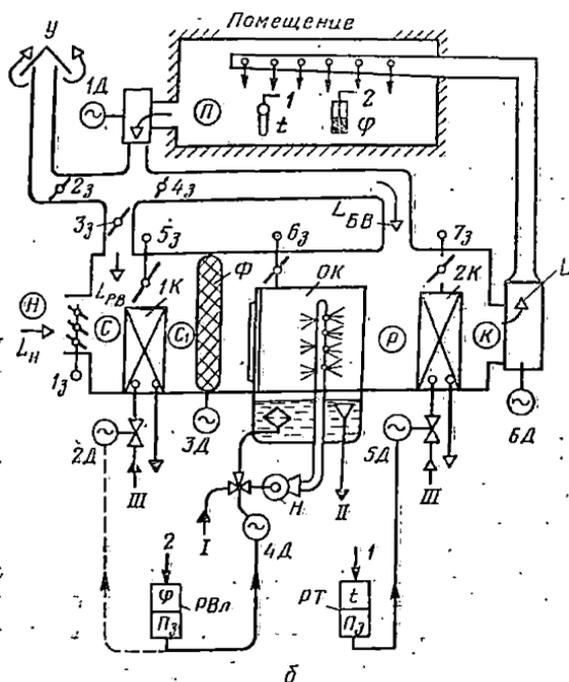
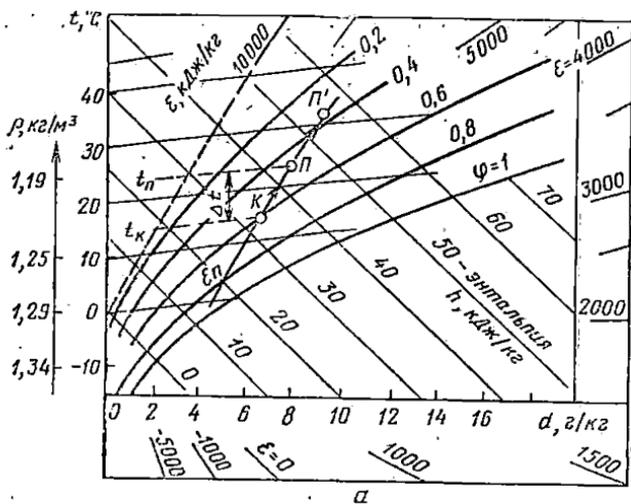


Рис. 123. Круглогодичный центральный кондиционер:

a — процесс изменения параметров воздуха в помещении в *h-d*-диаграмме; *б* — схема кондиционера; *в* — процесс обработки воздуха в диаграмме в летнем режиме; *г* — то же, в зимнем режиме; 1К — калорифер I подогрева; Ф — фильтр; ОК — оросительная камера; 2К — калорифер II подогрева; 1з—7з — заслонки; 1Д—6Д — электродвигатели; Н — насос; У — воздух, уходящий из помещений; РВ — рециркулируемый воздух; БВ — байпасируемый воздух; 1 — вода из холодного бака; II — в бак отпеленной воды; III — теплоноситель. В кружках и на диаграммах — основные точки процесса; Н — наружный воздух; П — в помещении; P — охлажденный до точки росы; С — смешанный; К — после калорифера II подогрева

приборов, обрабатываемых материалов и от воздуха, поступающего при вентиляции или за счет инфильтрации. Влагопритоки поступают от людей, продуктов, с вентиляционным воздухом.

Значение отдельных и суммарных теплопритоков и влагопритоков ($\sum Q$, кВт, и $\sum W$, кг/с) могут быть как со знаком «+», так и со знаком «-» (тепло- и влагопотери).

В летнее время за счет тепло- и влагопритоков температура и влажность в помещении (точка P на диаграмме $h - d$, рис. 123, a) возрастают (процесс $P - P'$). Направление этого процесса ($\epsilon_{\text{п}}$) определяется отношением суммарных тепло- и влагопритоков:

$$\epsilon_{\text{п}} = \sum Q / \sum W + h_{\text{п}}$$

где $h_{\text{п}} \approx 2500$ кДж/кг — энтальпия водяного пара.

Чтобы поддерживать заданные значения температуры и влажности в помещении (точка P), надо подавать в помещение кондиционируемый воздух (точка K) с более низкими температурой и абсолютной влажностью. Холодный и сухой воздух обеспечит отвод теплоты и влаги.

Для построения точки K значение тепловлажностного отношения, обозначенное косыми штрихами по краям диаграммы (например, 10 000 кДж/кг), соединяют с нулевой точкой ($t = 0^\circ\text{C}$, $h = 0$ кДж/кг) — пунктир на рис. 123, a — и через точку P проводят параллельно этой линии луч процесса $\epsilon_{\text{п}}$. Приняв значение разности температур Δt между температурами воздуха в помещении $t_{\text{п}}$ и подаваемого из кондиционера $t_{\text{к}}$, определяем положение точки K на пересечении $\epsilon_{\text{п}}$ и $t_{\text{к}}$.

Перепад температур Δt для столовых и ресторанов принимают в 4—10 °С. Большие значения — при подаче воздуха под потолком. меньшие — при подаче в рабочую зону или при низких потолках.

Количество воздуха, которое необходимо подавать в помещение (L , м³/с), выбирают из условия отвода всех теплопритоков:

$$L = \sum Q / \rho c_p \Delta t,$$

где ρ — плотность воздуха при $t = t_{\text{п}}$, кг/м³; $c_p \approx 1$ кДж/кг °С; c_p — удельная теплоемкость воздуха при $t = t_{\text{п}}$; Δt — допустимая разность температур, °С.

§ 3. КЛАССИФИКАЦИЯ КОНДИЦИОНЕРОВ

В зависимости от расположения кондиционеры подразделяют на центральные и местные. В центральных кондиционерах воздух обрабатывается централизованно и по воздуховодам раздается в кондиционируемые помещения. Местные кондиционеры устанавливают около каждого кондиционируемого помещения (шкафные кондиционеры) или непосредственно в самом помещении (оконные, внутренние кондиционеры).

Снабжение холодом кондиционеров может быть централизованным (от общей холодильной установки или от артезианской скважины) или автономным (на каждый кондиционер своя холодильная машина).

Местные кондиционеры обычно имеют автономное холодоснабжение, центральные — неавтономное. Имеются также смешанные системы кондиционирования воздуха (СКВ) — местно-центральные, в которых обработка внутреннего воздуха осуществляется в местных агрегатах, а наружного воздуха — в центральном кондиционере. Оба потока смешиваются в необходимой пропорции у входа в помещение.

§ 4. ОБРАБОТКА ВОЗДУХА В ЦЕНТРАЛЬНЫХ КОНДИЦИОНЕРАХ

Для кондиционирования нескольких больших помещений применяют центральные кондиционеры (рис. 123, б). Они состоят из нескольких секций; калорифер IK (I подогрев) для подогрева воздуха зимой; фильтр Φ ; оросительную камеру OK , в которой через форсунки разбрызгивается холодная вода, подаваемая из бака насосом H ; и калорифер II подогрева $2K$. Вместо оросительной камеры может быть установлен сухой воздухоохладитель.

Кондиционер забирает наружный воздух и частично из помещения (рециркулируемый воздух) и после его обработки вентилятором с двигателем $6Д$ подает его в помещение (точка K). Затраты на охлаждение рециркулируемого воздуха (с $t = 22 \div 25^\circ\text{C}$) значительно меньше, чем на охлаждение наружного (с $t = 30 \div 35^\circ\text{C}$). Поэтому наружный воздух подают только согласно санитарным нормам (не менее $20 \text{ м}^3/\text{ч}$ или $5,5 \text{ л/с}$ на человека). В общественном питании для устранения запахов весь воздух удаляют из помещения, т. е. работают без рециркуляции.

В летнем режиме смесь наружного и рециркулируемого воздуха (точка C на рис. 123, в лежит на прямой $ПН$, причем отношение отрезков $НС/НП$ равно отношению количества рециркулируемого воздуха к общему потоку $L_{рв}/L$, выраженному в процентах) поступает в оросительную камеру, где охлаждается водой до точки P . Сначала при охлаждении увеличивается только относительная влажность (процесс CP' идет при $d = \text{const}$). В точке P' ($\varphi = 1$) пары из воздуха начинают конденсироваться на холодных капельках воды и в процессе $P'P$ происходит уменьшение абсолютной влажности от d_c до d_n (т. е. осушка до требуемой влажности d_n). Обычно при построении цикла процессы CP' и $P'P$ заменяют одним отрезком CP .

После осушения воздуха охлаждением температура его t_p может оказаться слишком низкой для подачи в помещение. Поэтому его подогревают еще в калорифере $2K$ (процесс PK). Охлаждение воздуха с последующим подогревом неэкономично. Выгоднее часть отпеленного в помещении воздуха не охлаждать, а подавать через байпас $БВ$ (заслонка $4з$), но при этом основной поток надо охладить до t_p , (процесс CP_1). Проведя на рис. 123, в из точки $П$ прямую через точку K , найдем P_1 (на $\varphi = 1$) и необходимое количество байпасированного воздуха из соотношения $KP_1/PP_1 = L_{БВ}/L$.

В автоматическом режиме при повышении относительной влажности в помещении реле влажности $PВл$ (2) включает электродвигатель $4Д$ трехходового клапана, увеличивая подачу в оросительную

камеру холодной воды из бака за счет уменьшения подсосывания отепленной воды из поддона камеры. При этом снижается температура t_p и воздух подается более сухой. Для увеличения его подогрева реле температуры PT включает двигатель $5Д$, увеличивающий подачу теплоносителя в калорифер $2К$. Одновременно с этим могут автоматически прикрываться обводные заслонки $6з$ и $7з$.

В зимнее время имеют место теплопотери и осушка воздуха в помещении за счет инфильтрации и вентиляции. Поэтому в кондиционере его надо подогреть и увлажнить (рис. 123, *з*). Смесь $С$ наружного воздуха $Н$ и рециркулируемого $П$ подогревается в калорифере $1К$ до точки $С_1$, лежащей на линии $h = \text{const}$, проходящей через точку P ($\varphi = 1, d_k$). При увлажнении в оросительной камере (насос $Н$ работает только на рециркуляцию: подача холодной воды I закрыта) воздух охлаждается за счет испарения влаги до температуры t_p и при необходимости подогревается в калорифере $2К$ до температуры t_k .

В автоматическом режиме при снижении влажности реле $PВл$, управляя двигателем $2Д$ (вместо $4Д$), увеличивает подачу теплоносителя в калорифер $1К$. При этом растет температура в точке $С_1$ и абсолютная влажность точки росы P (она сдвигается вправо при $\varphi = 1$). Температура в помещении регулируется, как и при летнем режиме, изменением подогрева в калорифере $2К$ от реле температуры PT .

§ 5. МЕСТНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ

Местные автономные кондиционеры с конденсатором воздушного охлаждения располагают в проемах стены или на окне, чтобы конденсатор был вне помещения. Шкафные кондиционеры устанавливают в помещении или вне его (для уменьшения шума).

Автономные кондиционеры должны быть максимально просты в эксплуатации. Поэтому они обычно имеют (рис. 124, *а*) только воздухоохладитель $ВО$ (испаритель холодильной машины) и нагреватель $Нг$, который включают для подогрева воздуха в переходные сезоны, отключая при этом холодильную машину. В обоих случаях заданная температура в помещении поддерживается при помощи реле температуры PT (I), которое включает и останавливает компрессор или нагреватель.

Относительная влажность в помещении в кондиционерах этого типа не регулируется. Как видно из цикла на диаграмме (рис. 124, *б*), охлаждение смеси наружного и рециркуляционного воздуха из точки $С$ до точки P (практически не весь воздух доходит до точки P' , поэтому точка P на выходе из воздухоохладителя $ВО$ имеет значение $\varphi = 0,95$, а не 1) дает некоторую подсушку, что практически достаточно, чтобы относительная влажность в помещении не выходила за допустимый предел. После охлаждения воздух подогревается примерно на $0,5^\circ\text{C}$ в вентиляторе — процесс PK — (нагреватель $Нг$ отключен) и подается в помещение.

В некоторых более мощных автономных кондиционерах нагреватель $Нг$ используют для подогрева после охлаждения, а в качестве

зимнего подогрева перед *ВО* ставят калорифер, обогреваемый горячим теплоносителем. Для повышения относительной влажности дополнительно ставят форсунки, распыляющие воду.

Тепловая нагрузка на холодильную машину

$$Q_0 = L\rho(h_c - h_p),$$

где L — количество воздуха, подаваемого кондиционером, определяемое по формуле § 2 гл. 11, м³/с; ρ — плотность воздуха при $t = t_{\text{ш}}$, кг/м³; h_c и h_p — удельная энтальпия в точках C и K (см. рис. 124, б), кДж/кг.

Выбор нужного автономного кондиционера производят по требуемой производительности по воздуху или по нагрузке на холо-

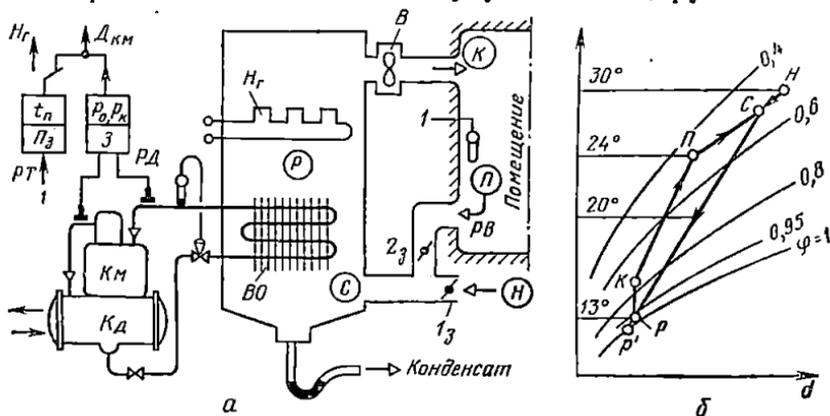


Рис. 124. Местный шкафной кондиционер:

а — схема; б — процесс в $h-d$ -диаграмме

дильную машину, используя каталоги, справочники или учебник [12]. Там же дается подробная методика расчета тепло- и влагопритоков.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Для чего служит комфортное и технологическое кондиционирование воздуха?
2. Как осушают воздух путем охлаждения? Нарисуйте h, d -диаграмму и покажите этот процесс.
3. Зачем нужен первый и второй подогрев в схеме центрального кондиционера? Покажите в h, d -диаграмме процесс обработки воздуха без рециркуляции в летнее и зимнее время.
4. Придумайте схему автоматического поддержания заданной влажности при помощи реле влажности автономным кондиционером.

Глава 12. МОНТАЖ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

§ 1. ОРГАНИЗАЦИЯ МОНТАЖНЫХ РАБОТ

Монтаж холодильного оборудования выполняется специализированными подразделениями монтажных организаций. Примерная последовательность работ по монтажу: 1) ознакомление с проектом; 2) заказ необходимого оборудования и материалов; 3) разработка проекта производства работ (ППР); 4) организация монтажного

участка; 5) приемка от строительного подразделения опорных конструкций; 6) доставка оборудования к месту монтажа и прозерка его состояния; 7) монтаж агрегатов; 8) установка опор для трубопроводов; 9) монтаж трубопроводов и арматуры; 10) испытание трубопроводов на прочность; 11) установка приборов автоматики по месту; 12) испытание трубопроводов и всей системы на плотность; 13) теплоизоляция трубопроводов и аппаратов; 14) вакуумирование и осушение системы; 15) заполнение системы хладагентом и хладоносителем; 16) пусконаладочные работы; 17) сдаточные испытания.

Получив от заказчика рабочий проект и другую проектно-сметную документацию, монтажная организация разрабатывает проект производства работ (ППР). При разработке ППР используются типовые монтажные схемы и технологические карты, предусматривается ведение работ наиболее современными и эффективными методами. Намечают очередность выполнения монтажных и строительных работ, потребность в рабочей силе и вспомогательных материалах, календарные сроки выполнения работ, меры по безопасности.

К началу работ завозят необходимое оборудование, материалы, подготавливают помещение для хранения, подсобные помещения, сооружают подъездные пути. Работы по монтажу холодильного оборудования выполняются в тесном взаимодействии со строительными, санитарно- и электротехническими работами. Строительные подразделения создают фундаменты под оборудование, каналы для прокладки трубопроводов в грунте, эстакады для прокладки трубопроводов по территории, железобетонные резервуары для хранения воды.

Подразделения, ведущие электротехнические работы, обеспечивают монтаж всего комплекса, связанного с электроснабжением и электроосвещением. Наладка приборов автоматики выполняется соответствующими специализированными организациями.

С точки зрения монтажа холодильные установки можно разбить на три группы: 1) оборудование со встроенными герметическими машинами; 2) малые установки с вынесенными агрегатами; 3) установки средней и большой производительности.

§ 2. ОПОРНЫЕ КОНСТРУКЦИИ

В качестве опор могут служить полы, перекрытия, колонны, фундаменты, кронштейны и проч. Опоры под машины и аппараты рассчитаны на восприятие статических нагрузок и на погашение инерционных сил, возникающих при движении неуравновешенных масс в машине. Их конструируют в зависимости от массы машины и ее динамичности.

Виброизолирующие опоры. Их применяют для установки малых холодильных агрегатов (рис. 125). Комплект виброизолирующих средств состоит из 2 виброизолирующих опор, компенсаторов для фреоновых трубопроводов и гибких вставок для водяных коммуникаций. Опора снижает передачу вибрации от холодильного агрегата на пол машинного отделения. Нижняя полка швеллера опоры посредством пластмассовых дюбелей прикрепляется к бетонному полу,

на амортизаторы верхней полки швеллера устанавливаются лапы агрегата и крепятся болтами. Снижение передачи вибрации осуществляется не только за счет резинометаллических амортизаторов, но и пластмассовыми дюбелями. Компенсаторы предназначены в основном для предотвращения образования трещин вследствие вибрации в местах подсоединения фреоновых трубопроводов. Гибкие вставки предназначены для снижения передачи вибрации водяным трубопроводам от холодильного агрегата.

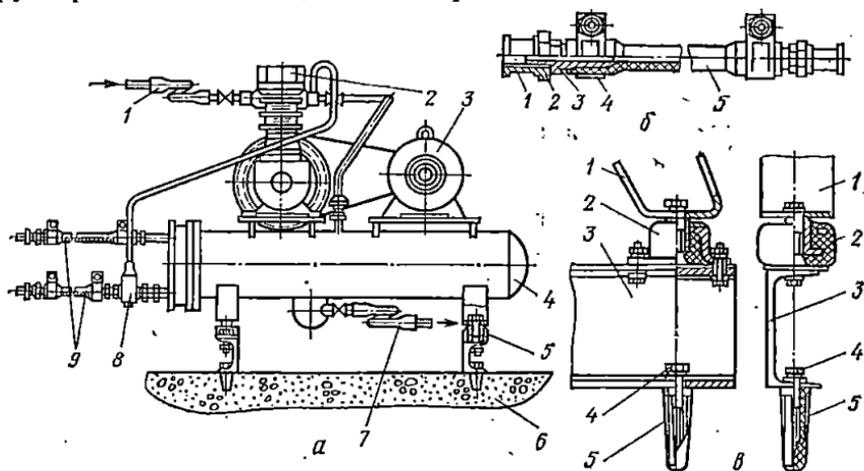


Рис. 125. Комплект виброизолирующих средств для установки холодильного агрегата:

a — установленный агрегат; 1 — компенсатор всасывающего трубопровода; 2 — компрессор; 3 — электродвигатель агрегата; 4 — конденсатор; 5 — виброизолирующая опора; 6 — бетонный пол машинного отделения; 7 — компенсатор жидкостного трубопровода; 8 — водорегулирующий вентиль агрегата; 9 — гибкие вставки; б — гибкая вставка: 1 — муфта; 2 — контргайка; 3 — штуцер; 4 — хомут; 5 — пластмассовый шланг; в — виброизолирующая опора: 1 — лапа агрегата; 2 — амортизатор; 3 — швеллер; 4 — шуруп; 5 — дюбель

Фундаменты. Их применяют для установки компрессоров, конденсаторов и других агрегатов холодильных машин средней и большой холодопроизводительности. Они изготавливаются из бетона марки не ниже 100 или железобетона в виде массива (рис. 126, *a*). Подошвой *A* фундамент опирается на плотный грунт, установочной поверхностью *Б* воспринимает нагрузку от оборудования. Размеры фундамента в плане назначаются с таким расчетом, чтобы фундамент со всех сторон на несколько сантиметров выступал за габариты опорной плиты или рамы машины. В теле бетонного массива оставляются колодцы для установки в них фундаментных болтов. Размещение колодцев в фундаментах должно соответствовать отверстиям в пазах монтируемого оборудования. Фундаменты под агрегаты, в которых компрессор и электродвигатель собраны на едином основании, имеют плоскую установочную поверхность. Если компрессор и электродвигатель поставляются раздельно, то фундамент может быть ступенчатым — рис. 126, *б*.

Фундаменты под горизонтальные цилиндрические аппараты выполняются в виде отдельных бетонных тумб, к которым крепятся

опорные лапы аппарата. Аппараты, не имеющие опорных лап, укладываются на антисептированные деревянные брусья с выемками по форме аппарата и прижимаются к ним стальными поясами. Деревянные брусья заделаны в фундамент. Стальные пояса крепятся к фундаменту болтами — рис. 126, в.

Вертикальные кожухотрубные конденсаторы монтируют на специальных бетонных массивных фундаментах с внутренней полостью для отходящей от конденсатора воды.

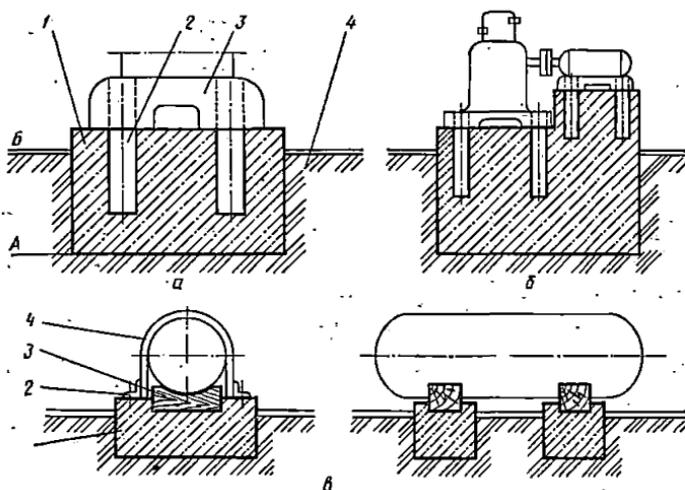


Рис. 126. Типы фундаментов:

а — монолитный: *А* — подошва фундамента; *Б* — установочная поверхность; *1* — тело фундамента; *2* — колодец под фундаментный болт; *3* — рама агрегата; *4* — грунт; *б* — монолитный со ступенчатой установочной поверхностью; *а* — под горизонтальный аппарат без опорных лап; *1* — тело фундамента; *2* — фундаментный болт; *3* — антисептированный брус; *4* — стальной пояс

§ 3. МОНТАЖ ТРУБОПРОВОДОВ

В холодильных установках приходится иметь дело с трубопроводами для различных хладагентов, хладоносителей, масел и воды.

В малых фреоновых установках трубопроводы медные (марки МЗ). Чтобы трубы были пластичными, их отжигают. Кроме того, трубы осветляют, промывают от загрязнений и тщательно высушивают. Концы отрезков труб сплюсчивают или заглушают пробками, чтобы в них не конденсировалась влага.

Аммиачные трубопроводы диаметром до 20 мм — стальные бесшовные холоднотянутые или холоднокатаные. При больших диаметрах применяют бесшовные горячекатаные или электросварные трубы со спиральным швом.

Для рассола применяют газовые стальные трубы.

Для воды при прокладке в помещении используют стальные газовые трубы с диаметром до 50 мм и бесшовные — более 50 мм. При прокладке в земле применяют чугунные или стальные трубы с антикоррозионным покрытием.

Монтаж медных трубопроводов. Монтаж начинают с прокладки всасывающего трубопровода самого большого диаметра как более жесткого. Трубопроводы прокладывают по трассе, указанной в проекте с учетом заводской схемы холодильной машины. Конфигурация трубопроводов непосредственно влияет на работу различных узлов системы. Меньший диаметр, излишняя длина вызовут повышенное гидравлическое сопротивление, что снизит производительность холодильной машины. Неправильный уклон трубопроводов ухудшит циркуляцию и возврат масла в компрессор.

Разметка. При разметке следует помнить: участки трубопроводов должны быть или вертикальными, или горизонтальными, с обеспече-

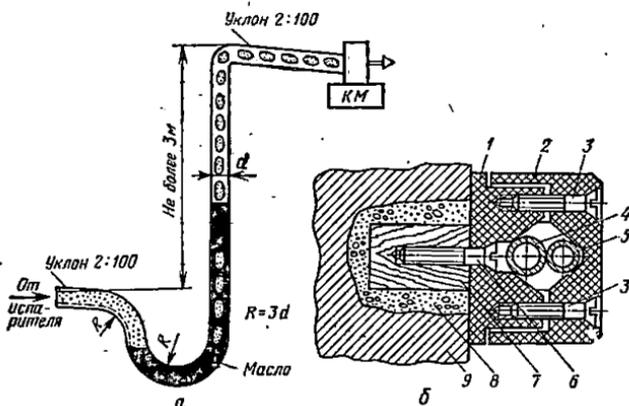


Рис. 127. Приспособления для монтажа трубопроводов:

а — маслоподъемная петля; б — колодка для крепления трубопроводов: 1 — основание колодки; 2 — крышка колодки; 3 — винты; 4 — всасывающий трубопровод; 5 — жидкостный трубопровод; 6 — шуруп; 7 — деревянная пробка; 8 — цементный раствор; 9 — стена

нием проектных уклонов. Горизонтальные участки всасывающего фреонового трубопровода выполняют с уклоном 1 : 50 в сторону компрессора для облегчения возврата в него масла. Если при необходимости требуется расположить участок всасывающего трубопровода с движением хладагента вверх, то перед ним следует сделать маслоподъемную петлю-сифон (рис. 127, а). Накапливаясь в петле, масло закрывает большую часть прохода трубки и после этого проталкивается за счет разности давлений до и после образовавшейся масляной пробки на высоту до 3 м. При отсутствии петли пробки будут образовываться на протяженных горизонтальных участках трубопровода. Объемы пробок будут большими, попадание их в компрессор вызовет поломку клапанов из-за гидравлического удара. Жидкостные трубопроводы прокладывают параллельно всасывающим. Всасывающие и жидкостные трубопроводы следует плотно прижимать друг к другу, в результате чего всасываемый пар перегревается, а жидкий хладагент переохлаждается.

Опоры. После нанесения осей трубопроводов размечают места установки опор под трубопроводы. Медные трубопроводы крепят на пластмассовых колодках (рис. 127, б) с шагом 1,3—1,5 м. Колодки не только обеспечивают плотный контакт всасывающего и нагнетательного трубопроводов, но и позволяют прокладывать всасывающий, холодный трубопровод, на котором осаждается влага, на некотором расстоянии от стены, предохраняя ее от отсырения. По раз-

метке отрезкам труб придают соответствующую конфигурацию, изгибая их под нужными углами и на определенных расстояниях.

Гнутье труб. Трубы диаметром до 12 мм гнут вручную, а свыше 12 мм с помощью трубогибов или пружин из стальной проволоки диаметром 3—3,5 мм с шагом витков не более 4 мм (рис. 128, а). Если пружину надевают на трубу, то внутренний диаметр пружины на 1 мм больше наружного диаметра изгибаемой трубы. Минимальный радиус изгиба составляет три диаметра. С помощью трубогиба

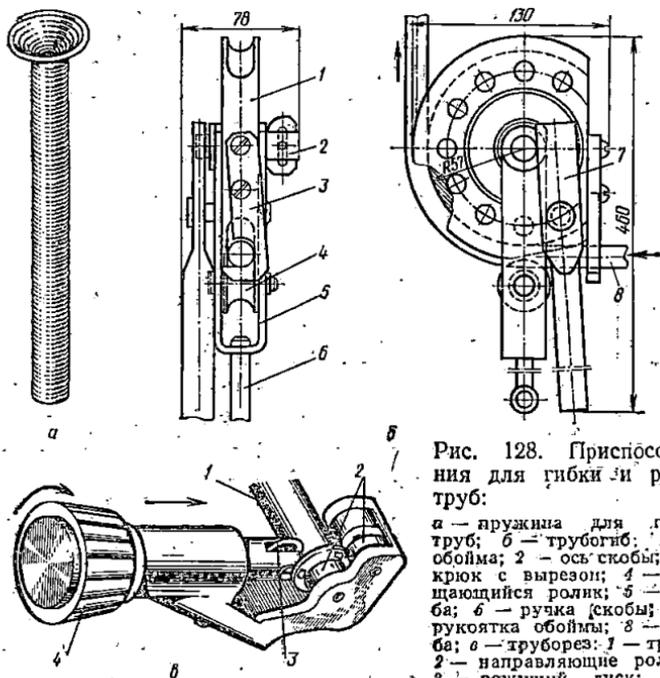


Рис. 128. Приспособления для гибки и резки труб:

а — пружина для гибки труб; б — трубогиб; 1 — обойма; 2 — ось скобы; 3 — крюк с вырезом; 4 — вращающийся ролик; 5 — скоба; 6 — ручка скобы; 7 — рукоятка обоймы; 8 — труба; 9 — труборез; 1 — труба; 2 — направляющие ролики; 3 — режущий диск; 4 — маховик

(рис. 128, б) можно изогнуть трубу на угол до 240° . Конец трубы заводят через вырез крюка в свободное пространство между обоймой и вращающимся роликом. Обойма неподвижна. Поворачивая ручку скобы, перемещают ролик, который изгибает трубу, укладывая ее в канавку обоймы.

Резка труб. Для резки медных труб используют труборез (рис. 128, в) или обычную ножовку. Трубу укладывают на направляющие ролики трубореза и, вращая маховик, поджимают к ней режущий диск, вращающийся на оси. Когда режущий диск коснется трубы, маховик не должен быть повернут более чем на пол-оборота. Надо сделать полный оборот трубореза вокруг трубы, затем снова затянуть маховик не более чем на пол-оборота. При чрезмерной натяжке диск сплющит трубу.

Соединение трубопроводов. Подготовленные отрезки трубопроводов устанавливают на опорах и соединяют между собой. Соединения бывают неразъемные и разъемные.

Неразъемные соединения бывают обычно паяные или сварные. Спаивают медные трубы твердыми припоями ПМЦ-54 или медно-фосфористым МФ-3. При пайке припоем ПМЦ-54 конец одной из труб развальцовывают, то есть увеличивают в диаметре (рис. 129, а). Длина раструба 10—12 мм. Раструб делают с помощью конусной стальной оправки, забивая ее в трубку до получения необходимого размера, или методом разбортовки, применяя вместо бортовочного конуса специальные сменные пуансоны-расширители. Конец трубки без раструба зачищают снаружи (рис. 130, б) стеклянной бумагой или наждачной шкуркой по длине 10—15 мм, смазывают бескислотным флюсом и вставляют в раструб второй трубки до упора. Место пайки нагревают пропановой лампой до светлой окраски с малиновым оттенком (около 800 °С), а затем в пламя горелки помещают припой, который нагревается до оплавления. Оплавленный конец припоя подносят к месту пайки и продолжают нагревать его до расплавления, направляя расплавленный припой в кольцевое пространство у собранных трубок до полного заполнения зазора. Остывая, припой соединяет трубки.

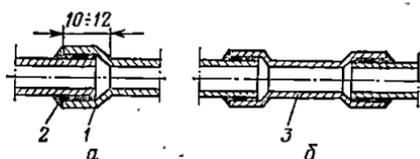


Рис. 129. Неразъемные соединения трубопроводов:

а — с помощью раструба; б — муфтовое; в — соединение медных трубок пайкой; 1 — раструб; 2 — припой; 3 — муфта

рис. 129, б. Медная муфта имеет длину, равную двум-трем диаметрам трубы, а внутренний диаметр на 0,4—0,5 мм больше наружного диаметра соединяемых труб. Для соединения труб под углом 90° можно использовать стандартные угольники из медной трубы.

При пайке медных трубок медно-фосфористым припоем не требуется применять флюсы, так как припой является самофлюсирующимся. Однако при использовании медно-фосфористого припоя для пайки труб из медных сплавов применение флюса обязательно.

Наиболее надежна пайка трубопроводов латунью ЛО-60-1, ЛО-62-1 или бессеребряными припоями П29-76, ПМРС6-0,15, ПМРОЦр6-4-0,03 с помощью газовой горелки.

Разъемные соединения разделяются на штуцерные с отбортованной трубкой и фланцевые. С вентилями на аппаратах холодильной машины трубы соединяют с помощью отбортовки (рис. 130, а). Если конец трубы заплющен, то его отрезают труборезом. Кромка трубы должна быть перпендикулярна ее оси. На трубку надевают накидную гайку, конец трубы разбортовывают с помощью бортовки (см. рис. 130, б). Труба вставляется в разбортовочный блок матриц так, чтобы кромка ее выступала на $\frac{1}{3} H$ (рис. 130, в).

Борт трубы укладывается на конус штуцера и поджимается накидной гайкой. Уплотнение соединения происходит за счет пластической деформации медного борта от усилия нажима гайки. Чтобы избежать конденсации, замерзания влаги и разрыва накидных гаек, кольцевые полости между накидными гайками и трубопроводами на участках, где во время работы холодильной машины температура

может быть ниже 0°C , заполняют смесь свинцовых белил с олифой; свинцового глета с глицерином или техническим вазелином.

При нагреве труб могут возникнуть предельные напряжения. Для компенсации деформации вследствие теплового удлинения труб предусматривают на трубах петли (см. рис. 127) или дополнительные изгибы (см. рис. 137, поз. 12).

Монтаж стальных трубопроводов. Заготовки, элементы, узлы и блоки трубопроводов поступают на монтажную площадку из заго-

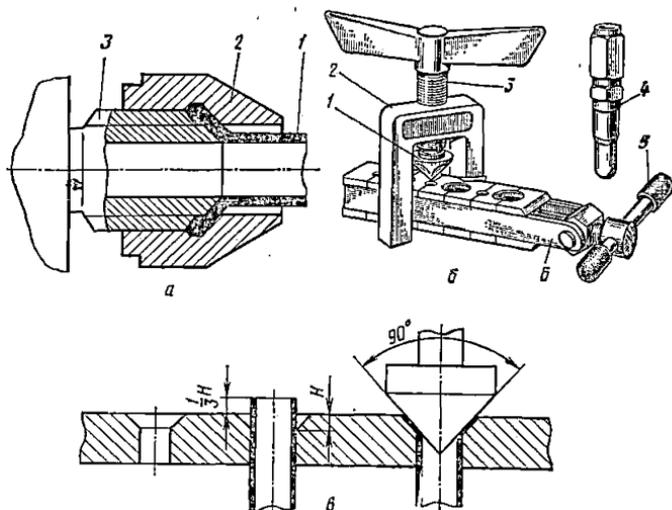


Рис. 130. Разъемные соединения медных труб:

a — со штуцером аппарата: 1 — медная трубка; 2 — накидная гайка; 3 — штуцер аппарата; *б* — приспособление для разбортовки труб: 1 — конусный пуансон; 2 — вилка; 3 — ходовой винт; 4 — пуансон-расширитель для развальцовки труб; 5 — зажим матриц; 6 — блок матриц; *в* — отбортовка трубки

товительных цехов монтажных предприятий, которые оснащены специальным оборудованием и приспособлениями для резки, гнутья, сварки отдельных трубопроводов и сборки их в укрупненные узлы и блоки. В узлах и блоках детали трубопроводов соединены точно в соответствии с проектом благодаря применяемым приспособлениям и оборудованию. Блоки и узлы испытаны на прочность и плотность. Использование монтажными бригадами блоков и узлов позволяет повысить качество монтажа.

Разметка. В аммиачных установках в отличие от фреоновых всасывающий трубопровод от отделителя жидкости или циркуляционного ресивера идет к компрессору не с уклоном, а с подъемом, чтобы капельки жидкости не попадали в компрессор во избежание гидравлического удара. Подъем должен быть около 2 %.

Расстояние трубопроводов от стены и друг от друга должно быть примерно равно их диаметру, чтобы обеспечить удобство монтажа и их изоляцию. На стенах трубопроводы размещают выше оконных

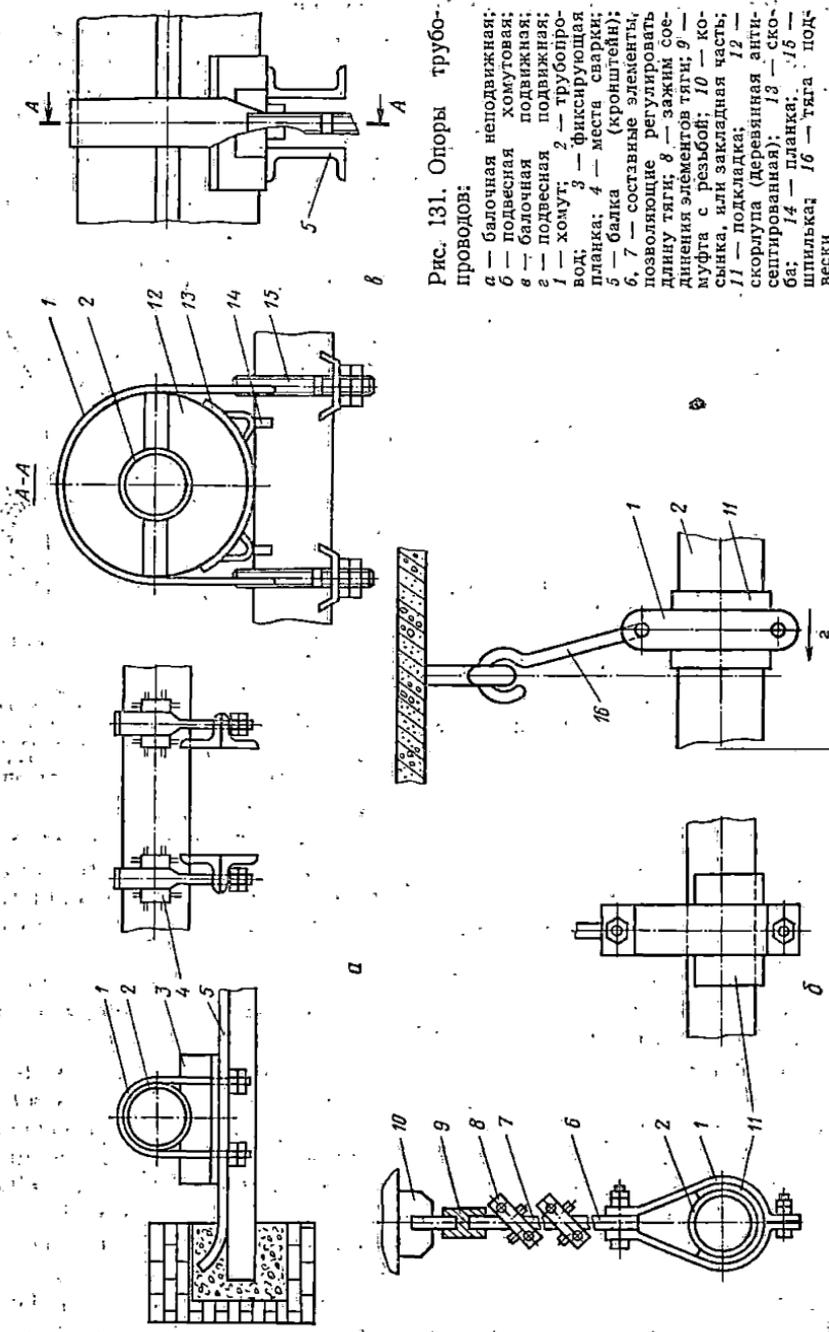


Рис. 131. Опоры трубопроводов:

- а — балочная неподвижная;
- б — подвесная хомутная;
- в — балочная подвижная;
- г — подвесная подвижная;
- 1 — хомут; 2 — трубопровод; 3 — фиксирующая планка; 4 — места сварки; 5 — балка (кронштейн); 6, 7 — составные элементы, позволяющие регулировать длину тяги; 8 — зажим соединения элементов тяги; 9 — муфта с резьбой; 10 — конусная или закладная часть; 11 — подкладка; 12 — скорлупа (деревянная анти-септированная); 13 — скоба; 14 — планка; 15 — шпилька; 16 — тяга подвески

и дверных проемов. Трубы с высокой температурой располагают выше «холодных» и по возможности дальше от них.

Опоры и компенсаторы. Опоры для труб бывают подвесные и устанавливаемые на кронштейнах. Те и другие могут быть подвижные и неподвижные. *Неподвижные опоры* (рис. 131, а, б) воспринимают помимо вертикальных еще и горизонтальные (осевые) нагрузки при тепловых деформациях трубопровода, а также нагрузки от вибраций. Подвижные опоры (рис. 131, в, г) поддерживают трубопровод и обеспечивают свободное перемещение его под влиянием температурных деформаций.

Неподвижные опоры трубопроводов располагают вблизи присоединяемого оборудования, подвижные — монтируют у концов прямых длинных участков трубопроводов (вблизи компенсаторов и ответвлений) с учетом их теплового удлинения.

Чаще всего применяют компенсаторы в виде лиро- или П-образной петли (рис. 132). Компенсирующая способность их тем выше, чем больше радиус изгиба и длина вылетной части.

Трубопроводы поднимают на опоры, закрепляя прямолинейные трубы стропами не менее чем в двух точках. Только затем их присоединяют к оборудованию или соединяют друг с другом. Положение трубопроводов регулируют с помощью металлических подкладок под опоры (нельзя размещать подкладки на опорах под трубами).

В местах прохода труб через стены, перегородки и перекрытия устанавливаются гильзы из отрезков труб большего диаметра. Зазор между трубой и гильзой заделывается асбестовым шнуром.

Соединения. Неразъемные соединения труб обычно сварные. Для стальных труб применяют газовую сварку и электродуговую, ручную и полуавтоматическую.

Разъемные соединения разделяются на ниппельные (рис. 133, а) — диаметром до 20 мм — и на фланцевые (для диаметров трубопроводов свыше 20 мм): Применяют приварные фланцы (рис. 133, б) и свободные на отбортованной трубе (рис. 133, в). Уплотнительные прокладки фланцев изготавливают в основном из фибры и паронита. Прокладки, имеющие трещины, изломы, расслоения, бракуются. Ручная бортовка стальных труб (рис. 133, г) производится с нагревом конца трубы до 700—800 °С. Отверстие второго конца трубы предварительно закрывают во избежание циркуляции воздуха по трубе и быстрого ее охлаждения. Нагретый конец трубы кладут на специальную подставку с радиусом закругления в месте отгибаемого борта

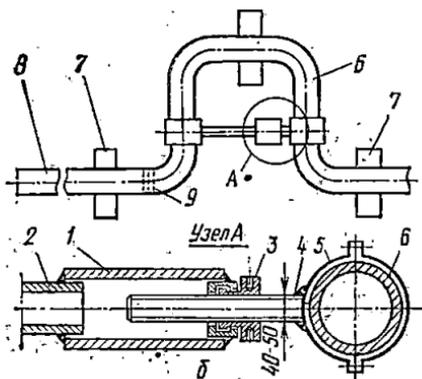


Рис. 132. Компенсатор П-образный в распор:

1 — отрезок трубы; 2 — распорка; 3 — гайка; 4 — винт; 5 — хомут; 6 — вылетный участок компенсатора; 7 — подвижные опоры; 8 — место приварки компенсатора; 9 — неправильное место приварки компенсатора; узел А — распорное приспособление

трубы R , равным толщине стенки трубы S . Затем ударами шаровой головки молотка быстро отбивают борт, проверяя при этом перпендикулярность плоскости борта к оси трубы и цельность борта. Ширина отгибаемых бортов должна быть равна четырем толщинам стенки трубы.

Фланцевые соединения являются наиболее слабым местом сборки трубопроводов, при испытании в них чаще всего обнаруживаются

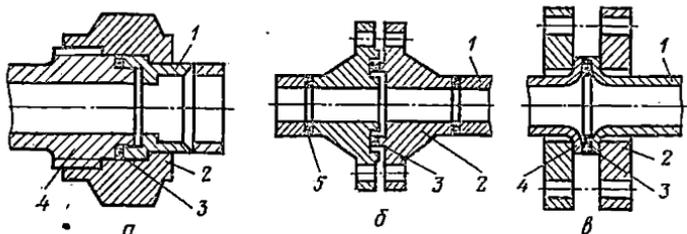
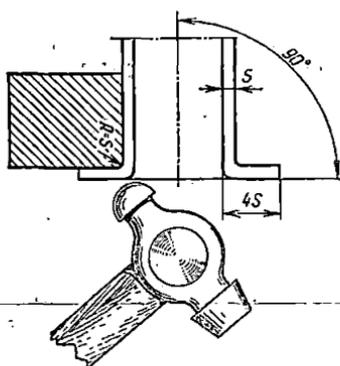


Рис. 133. Соединения трубопроводов:

a — nippleное: 1 — nipple, приваренный к стальной трубе; 2 — накидная гайка; 3 — уплотнительная прокладка; 4 — штуцер; *б* — со свободными фланцами; 1 — трубопровод; 2 — фланец; 3 — прокладка; 4 — борт трубы; 5 — сварной шов у трубы; *в* — отбортовка стальной трубы



неплотности и утечка паров хладагента, поэтому при монтаже следует особое внимание уделять качеству их сборки.

После сборки всего трубопровода смонтированную систему выверяют на соответствие проекту, контролируя крепление трубопровода на опорах, вертикальность трубопровода, уклоны горизонтальных участков.

§ 4. ЭЛЕКТРОМОНТАЖ

Электроснабжение предприятий обычно осуществляется трехфазным линейным напряжением 380 В с нулевым проводом, т. е. $3N \sim \sim 380$ В.

Передача электроэнергии к холодильной установке производится по проводам и кабелям обычно скрыто в стальных тонкостенных трубах; реже открыто по стенам и потолку. Применяют провода ПРТО, АПРТО, ПР, АПР, ПРГ, ТПРФ, ПРП и кабели СРГ, ВРГ, АВРГ (буква А указывает на алюминиевую жилу).

Электромонтаж внутри щитов и пультов ведут медными проводами ПВ, ПР, ПРЛ при жестком монтаже и ПРГ, ПРЛГ, МГШВ, ПГВ, ПМВГ для соединения подвижных панелей и дверей: буква Г говорит, что провод гибкий, т. е. жила многопроволочная. Внешние соединения между щитом управления и приборами автоматики осуществляют многожильными контрольными кабелями КВВГ, АКВВГ, КНРГ, АКНРГ, КВРГ и др.

Рассмотрим электромонтаж малой холодильной установки по рис. 134. От группового силового электрощита ЩС (на рис. 134 не показан) к машинному отделению скрыто проложена стальная труба 1, которая соединена с нулевой шиной щита ЩС. В трубе находятся четыре провода: три фазных и один нулевой за-

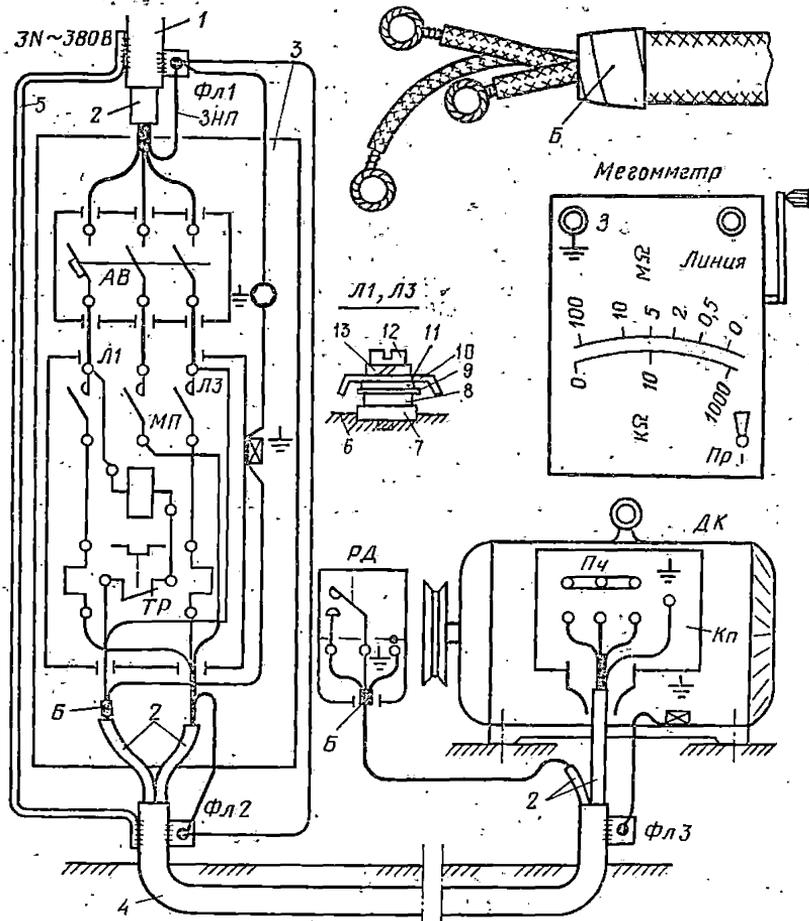


Рис. 134. Электромонтаж малой холодильной установки

щитный провод ЗНП. Фазные провода присоединены к автомату, а нулевой провод — к нулевой шине щита ЩС. На эти провода надевают виниловую трубку 2, чтобы предохранить их изоляцию от перетирания о край трубы. На конце трубы приварен фляжок Фл1, к которому болтом заземления БЗ присоединяют ЗНП.

Электрощит 3 устанавливают в машинном отделении вблизи холодильной установки на высоте 1,5—1,6 м, на расстоянии 3—4 см от стены. На щите 3 установлены автомат АВ, магнитный пуска-

тель *МП* с тепловым реле *ТР*. Электрощит и магнитный пускатель имеют болт *БЗ*, к которому присоединяют провода *ЗНП*. От электрощита к двигателю компрессора *ДК* в полу проложена стальная труба 4 с двумя потоками проводов: трехжильный шланговый провод для подключения реле давления *РД* и четыре провода для подключения двигателя *ДК*. На каждом конце трубы приварены фляжки *Фл2* и *Фл3*, а трубы 1 и 4 соединены стальным прутком 5, который дублирует *ЗНП* между *Фл1* и *Фл2*. Провода в трубы затягивают при помощи стальной проволоки, но перед этим надо зачистить края трубы от заусенцев и продуть трубу для удаления из нее влаги, строительного мусора и т. п.

Чтобы измерить сопротивление изоляции $R_{из}$ проводов в трубе 4, соединяют гибким медным проводом зажим 3 мегометра (см. рис. 134) с зачищенным фляжком *Фл3*, а другой зажим «Линия» подсоединяют к оголенной жиле, т. е. производят замер $R_{из}$ проводов относительно стальной трубы 4. Устанавливают переключатель *Пр* мегометра в положение *МΩ*, вращают его рукоятку и отсчитывают на шкале *МΩ* значение $R_{из}$. Подсоединяя поочередно зажим «Линия» к остальным проводам, узнаем $R_{из}$ оставшихся шести проводов. Норма сопротивления изоляции проводов в цепи управления не ниже 5 *МОм*, т. е. провода, идущие к *РД*, должны иметь $R_{из} \geq 5 \text{ МОм}$. Норма сопротивления изоляции проводов в силовой цепи — не ниже 0,5 *МОм*, т. е. провода, идущие к двигателю *ДК*, должны иметь $R_{из} \geq 0,5 \text{ МОм}$.

Для измерения сопротивления изоляции между проводами к их жилам подсоединяют зажимы «Линия» и 3; нормы сопротивления те же. Если $R_{из}$ окажется ниже нормы, то провода надо заменить и повторить измерение.

Замер сопротивления изоляции обмоток двигателя *ДК* между корпусом и обмотками и между обмотками производится аналогично рассмотренному, при этом надо разъединить обмотки — снять перемычки *Пч* на клеммной панели *Кп*. Сопротивление изоляции обмоток (если специально не оговорено) должно быть не менее 0,5 *МОм*, в противном случае надо просушить двигатель, установив его, например, рядом с отопительным прибором.

Замер $R_{из}$ проводов в трубе 1 производят при отключенном автомате на групповом электрощите *ЩС*.

Автомат *АВ* и магнитный пускатель *МП* крепят вертикально на щите 3, предварительно очистив от смазки поверхность электромагнита пускателя и проверив свободой хода подвижного якоря. Для ввода проводов в пускатель в его кожухе по имеющимся кольцевым надрубам надо пробить отверстия.

Перед присоединением к электрооборудованию проводов их надо оконцевать. Для этого ножом снимают изоляцию с конца провода. Многопроволочную жилу сворачивают кольцом, свободный конец оборачивают два раза вокруг жилы и замкнутое кольцо облуживают. В месте выхода проводов из общей изоляции накладывают бандаж *Б* из изоляционной ленты. Однопроволочную жилу сворачивают кольцом в направлении заворачивания винтов и гаек.

Рассмотрим присоединение проводов к зажиму *Л1* или *Л3* пускателя *МП*. Между кольцами *8* и *10* проводов кладут шайбу *9*, сверху накладывают ограничивающую *11* и разрезную *13* шайбы. Контакт стягивают винтом *12*, который вворачивается в неподвижный контакт *7*, укрепленный в корпусе *6* пускателя.

Оконцевание проводов выполняют и специальными наконечниками, которые обжимают, припаивают или приваривают к жиле провода.

Обычно конец нулевого провода длиннее, а его сечение меньше фазных; изоляцию на конце нулевого провода надрезают. Чтобы окончательно определить нулевой провод в трубе *1*, надо включить автомат на щите *ЩС* и одним щупом вольтметра или двухполюсного индикатора касаться флажка *Фл1*, а другим щупом поочередно касаться жил проводов. Отсутствие показания говорит, что мы касаемся жилы нулевого провода. Определить нулевой провод можно и омметром или мегомметром, при отключенном напряжении, учитывая, что труба *1* и нулевой провод имеют контакт на щите *ЩС*.

Из рис. 134 мы видим, что все металлические конструкции (трубы *1*, *4*, электрощит *3*, пускатель *МП*, реле *РД*, двигатель *ДК*), нормально не находящиеся под напряжением, но на которых может появиться опасное напряжение при повреждении изоляции, соединены защитными нулевыми проводами *ЗНП* при помощи болтов заземления *БЗ*. Такое соединение обеспечивает при повреждении изоляции цепь току короткого замыкания, и автомат *АВ*, сработав, отключит поврежденную электроустановку.

В малых установках защите от токовых перегрузок обычно осуществляют автоматы *АЕ2036* или *АП50-3МТ* и тепловое реле *ТРН-10*, которое дублирует тепловые расцепители автоматов.

Автомат *АЕ2036* расшифровывается так: *АЕ* — серия; *20* — порядковый номер разработки; цифра *3* соответствует номинальному току автомата $I_{н.а}$ в *25 А* (цифра *4* — *63 А*, цифра *5* — *100 А*); цифра *6* — трехполюсный с комбинированными — электромагнитным и тепловым — расцепителями. *АЕ2036* выпускается на следующие номинальные токи расцепителей $I_{н.р}$: *0,6*; *0,8*; *1*; *1,25*; *1,6*; *2*; *2,5*; *3,2*; *4,5*; *6*; *8*; *10*; *12,5*; *16*; *20*; *25 А* с регулированием теплового расцепителя *0,9—1,15* от $I_{н.р}$. Ток отсечки $I_{отс}$ — ток срабатывания электромагнитного расцепителя, не подлежит регулированию, $I_{отс} = 12I_{н.р} \pm 20\%$.

Автоматы серии *АЕ* разборке и ремонту не подлежат, поэтому технические данные и узел регулирования теплового расцепителя находятся на его лицевой панели. Там же находится рукоятка управления, которая может занимать три положения: крайнее верхнее — контакты замкнуты, крайнее нижнее — контакты разомкнуты вручную, промежуточное — контакты разомкнулись автоматически, т. е. под действием токовой перегрузки. Отметим, что автомат *АЕ* должен отключаться при токовой перегрузке, превышающей на *25%* $I_{н.р}$ не более чем за *20* мин; при перегрузке $7 \cdot I_{н.р}$ за *3—15* с при температуре окружающей среды $t_{окр} = 20^\circ\text{C}$.

Автомат АП50-3МТ — автоматический предохранитель с номинальным током $I_{н.а} = 50$ А, трехполюсный (цифра 3) с электромагнитным (М) и тепловым (Т) расцепителями в каждой фазе. АП50-3МТ выпускается на следующие номинальные токи расцепителей $I_{н.р.}$: 1,6; 2,5; 4; 6,4; 10; 16; 25; 40; 50 А с регулированием теплового расцепителя 0,6—1 от $I_{н.р.}$. Ток отсечки не подлежит регулированию, он превышает в 3,5; 7 или 11 раз $I_{н.р.}$. Следовательно, если кратность пускового тока $K = I_{пуск} : I_{нд}^1$ двигателя меньше 7, то можно применить автомат, у которого $I_{отс} = 7I_{н.р.}$, если же $K > 7$, то надо взять автомат с $I_{отс} = 11I_{н.р.}$ АП50-3М с $I_{отс} = 3,5I_{н.р.}$ применяется в электротепловом оборудовании и освещении.

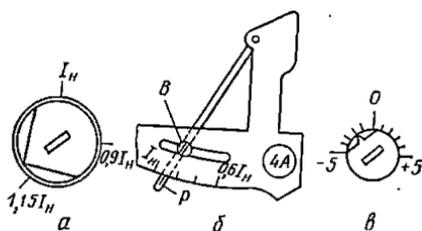


Рис. 135. Узлы регулирования тепловой защиты:

а — АЕ2036; б — АП50-3МТ; в — ТРН-8

На кожухе АП50-3МТ приведены его технические данные; для регулирования теплового расцепителя кожух надо снять, отвернув два винта. Автомат должен отключаться: при токовой перегрузке, превышающей на 35 % $I_{н.р.}$ не более чем за 30 мин; при перегрузке $6I_{н.р.}$ за 1—10 с при $t_{окр} = 35^\circ\text{C}$.

Тепловое реле ТРН-10 (ТРН-8) двухполюсное: два нагревателя в цепи ДК и контакт в цепи управления МП (см. рис. 134), в него можно устанавливать 14 номеров сменных нагревателей с номинальными токами $I_{н.н.}$: 0,5; 0,63; 0,8; 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8 и 10 А с регулированием 0,75—1,25 от $I_{н.н.}$. Контакт реле должен размыкаться при перегрузке в 20 % не более чем за 10—20 мин.

Повторные включения АЕ, АП и ТРН после срабатывания тепловых расцепителей возможны через 2—3 мин.

Регулирование автомата и теплового реле производят по величине тока $I_{нд}$, указанного на двигателе. Так, для двигателя 4А80В4У3 с $I_{нд} = 3,56$ А (соединение звездой для подключения к сети 3N ~ ~ 380 В) должен быть автомат АЕ2036 с $I_{н.р.} = 3,2$ А с регулированием теплового расцепителя на 3,6 А поворотом указателя в положение, данное на рис. 135, а.

Если установлен АП50-3МТ, то $I_{н.р.} = 4$ А с регулированием теплового расцепителя на 3,6 А поворотом рычага Р в положение, данное на рис. 135, б, с последующей фиксацией винтом В.

Реле ТРН-10 должно иметь нагреватель № 10, $I_{н.н.} = 4$ А (дано на нагревателе). На шкале реле одно деление соответствует изменению тока на 5 %. Следовательно, повернув указатель на два деления к минусу, регулируем реле на 3,6 А (рис. 135, в).

Если указанный двигатель подключают к сети 3 ~ 220 В, то $I_{нд} = 6,16$ А и его обмотки надо соединить треугольником. При этом автомат АЕ2036 должен иметь $I_{н.р.} = 6$ А, автомат АП50-3МТ дол-

¹ $I_{пуск}$ — пусковой ток; $I_{нд}$ — номинальный ток.

жен иметь $I_{н.р} = 6,4 \text{ А}$; в реле ТРН установить нагреватель № 12, $I_{нн} = 6,3 \text{ А}$ с последующим регулированием на ток 6,16 А.

Отметим, что по шкале регулировок невозможно точно установить необходимый ток, поэтому рекомендуется регулировать ток с запасом в сторону увеличения во избежание ложных срабатываний. Напомним, что электрооборудование поставляется подготовленным для присоединения к сети $3\text{N} \sim 380 \text{ В}$. После окончания монтажа надо проверить четкость работы магнитного пускателя, 5—6 раз замыкая принудительно контакты реле давления.

§ 5. МОНТАЖ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ СО ВСТРОЕННЫМ АГРЕГАТОМ

К этой группе оборудования относятся холодильные шкафы, прилавки, витрины; они поставляются заводами в собранном виде.

Установка оборудования. Распаковывать оборудование желательно в помещении. При распаковке проверяют наличие паспорта и инструкции, комплектность и состояние оборудования (отсутствие вмятин и видимых дефектов).

Оборудование устанавливают на месте согласно проекту. Минимальное расстояние от отопительных приборов — 1,5 м, ширина прохода со стороны обслуживания холодильного агрегата должна быть не менее 0,7 м. Для нормального доступа воздуха к конденсатору воздушного охлаждения максимальное расстояние от агрегата до стены не менее 0,2 м. Помещение должно быть сухим, место установки защищено от прямых солнечных лучей. После установки оборудования на место его подключают к электросети согласно схеме (см. § 4 гл. 12). Напряжение на оборудование подается только после ознакомления с актом проверки сопротивления изоляции и заземления.

Проверка герметичности. Агрегат поставляется обычно с закрытыми вентилями. Надо приоткрыть на 1—2 с жидкостный вентиль и проверить галоидной горелкой герметичность соединений. В труднодоступных местах герметичность можно проверить мыльной пеной (с добавлением нескольких капель глицерина для вязкости). Для удобства фиксирования пузырьков можно использовать зеркальце.

При обнаружении утечек в местах, доступных для подтягивания соединений, двумя ключами без применения рычагов и чрезмерных усилий подтягивают соединения. Если устранить утечку не удастся, а также при обнаружении утечек в местах, где их ликвидация невозможна (корпус вентиля, ресивера и т. д.), составляют акт-рекламацию.

Пуск холодильной машины. Для пуска надо открыть всасывающий и жидкостный вентили и нажать кнопку «Пуск» на автоматическом выключателе. Проверяют, совпадает ли направление вращения вентилятора с указательной стрелкой. При несовпадении меняют местами два разных провода на клеммах выключателя. Компрессор, вентилятор конденсатора должны работать плавно без шума, без посторонних звуков. В течение 1—2 ч испаритель должен покрыться слоем инея, обмерзание всасывающей трубки должно заканчиваться

не менее чем за 100 мм до всасывающего вентиля и не менее чем на 100 мм выходить за пределы охлаждаемого объекта. Заполнение испарителя фреоном регулируют вращением шпинделя ТРВ. При достижении заданной температуры машина должна отключиться и не включаться в течение 5—10 мин. Для настройки на заданную температуру поворачивают ручку термореле. Коэффициент рабочего времени машины в зависимости от температуры окружающей среды должен быть равен 0,3—0,5. После пуска за работающим холодильным оборудованием наблюдают в течение трех дней и составляют акт сдачи в эксплуатацию. Затем холодильное оборудование загружают продуктами.

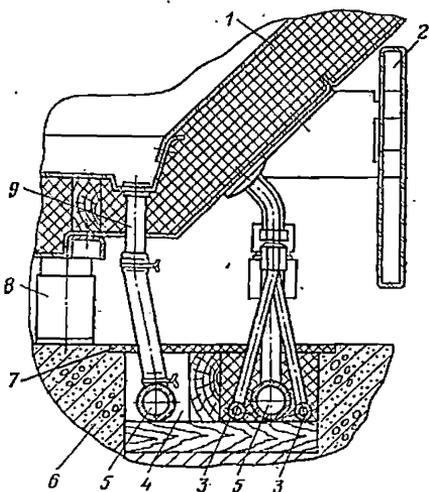


Рис. 136. Подсоединение патрубков секции прилавка к коммуникациям: 1 — стенка прилавка; 2 — декоративная панель; 3 — трубопроводы хладагента; 4 — канал в полу торгового зала; 5 — коллектор отвода талой воды; 6 — пол торгового зала; 7 — крышка канала; 8 — регулируемая опора секции прилавка; 9 — патрубок слива талой воды

шени герметичности хотя бы в одном месте выходит весь хлад-агент (20 кг и более), и 2—3 единицы оборудования остаются без холода. Поэтому при централизованном охлаждении монтаж холодильного оборудования должен проводиться особенно тщательно.

Машинное отделение. Помещение, где устанавливаются агрегаты, должно быть сухим и иметь объем не менее 1 м³ на 0,5 кг R12 и 0,35 кг R22, содержащихся в машине. Помещение должно быть подготовлено к монтажу строительной организацией: смонтирован групповой распределительный электрощит; подведены водопроводная и сливная магистрали для конденсаторов с водяным охлаждением, сделаны площадки под агрегаты из качественного бетона толщиной 80—200 мм. Горизонтальность площадки выверяется по уровню.

Холодильные агрегаты устанавливают таким образом, чтобы главный проход от электрощита до выступающих частей машины

§ 6. МОНТАЖ ПРИЛАВКОВ И ВИТРИН С ВЫНЕСЕННЫМ АГРЕГАТОМ

В торговых залах, где находится большое количество холодильного оборудования, для уменьшения шума агрегаты выносят за пределы торгового зала (в коридоры, подвалы, подсобные помещения). В настоящее время в больших магазинах типа «Универсам», «Океан» применяют централизованное охлаждение, под-соединяя 2—3 единицы оборудо-вания к одному агрегату соответствующей мощности. Однако при централизованном холодоснабже-нии больше протяженность фрео-новых трубопроводов. При нару-

(фундамента, ограждения и др.) составлял не менее 0,8 м, расстояние между рядами агрегатов — не менее 1 м.

Установка агрегата. Упаковку вскрывают и очищают агрегат от антикоррозийной смазки. Комплектность заводской поставки проверяют по упаковочной ведомости. При осмотре обращают внимание, заглушены ли вентили агрегата, нет ли повреждений, вмятин, следов масла, проверяют сохранность заводских пломб. Если обнаружены дефекты, составляется акт-рекламация.

Вынесенные агрегаты устанавливают на опорах комплекта виброизолирующих средств (см. рис. 125): к пазам агрегата болтами крепят виброизолирующие опоры; агрегат с опорами устанавливают на площадку и через отверстия в опорах размечают точки сверления отверстий на площадке под дюбели. Сдвинув агрегат, на площадке сверлят отверстия диаметром 18 мм под дюбели. При этом не допускается сверление отверстий большего диаметра, трещины и сколы. В отверстия вставляют пластмассовые дюбели заподлицо с полом. Холодильный агрегат с опорами устанавливают на площадку, совмещив отверстия, и шурупами крепят к площадке.

После установки агрегата к патрубкам конденсатора через гибкие вставки (см. рис. 125) подсоединяют водяные трубопроводы, прокладывают электропроводку от группового щита машинного отделения к электрощитам агрегатов. Далее соединяют агрегат медными трубопроводами с испарителем прилавка или витрины, смонтированных в торговом зале. Снимают заглушки с патрубков испарителя, подсоединяют к ним фреоновые и водяные трубопроводы (рис. 136) и подводят электропроводку от группового распределительного щита машинного отделения.

§ 7. МОНТАЖ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН СБОРНЫХ И СТАЦИОНАРНЫХ КАМЕР

Холодильные машины для камер (рис. 137) поставляются в виде отдельных узлов: агрегата, испарителей, регулирующих приборов и комплекта трубопроводов. Монтажники принимают от строителей помещения машинного отделения (см. § 6 гл. 12) и холодильных камер. Камеры должны быть изолированы, облицованы внутри керамической плиткой, правильно освещены. Двери должны плотно закрываться. Площадь камеры должна быть не менее 5 м², высота камер 2,5—3 м. Ширина дверей не менее 0,9 м.

Агрегат устанавливают в машинном отделении или рядом с камерой, защищая его металлическим ограждением.

Монтаж испарителей. Испарители устанавливают на стальные кронштейны, заделанные в стены камеры (рис. 138). Трубки испарителя должны располагаться горизонтально по всей длине (по уровню), а сам испаритель смонтирован в вертикальной плоскости (проверяется отвесом). Правильная установка испарителей на кронштейнах обеспечивается болтовыми шайбами. Для сбора талой воды под испарителем закрепляется поддон. После установки испарителя и агрегата приступают к монтажу трубопроводов (см. § 3 гл. 12) согласно заводской схеме.

Монтаж ТРВ. Место установки ТРВ определяется схемой заполнения испарителей (рис. 139). При верхней подаче жидкого хладагента и отводе пара снизу («сухой» испаритель) обеспечивается надежный возврат масла в компрессор, но сравнительно невысок коэффициент теплопередачи испарителя. В затопленных испарителях (подача жидкости снизу) улучшается коэффициент теплопередачи, но при недостаточном заполнении испарителя нарушается возврат масла в компрессор. При монтаже одного ТРВ на 2—3 испарителя оптимальной является схема, в которой первые испарители затоплены, а последний сухой. Затопленность испарителя может быть и при верхней подаче жидкости, если всасывающий трубопровод подымается вверх (на рис. 137 сухими будут только верхние испарители). Корпус ТРВ

устанавливают на входе в испаритель вертикально, т. е. капиллярной трубкой вверх. Допускается устанавливать ТРВ в охлаждаемом объеме и вне его. В последнем случае вентиль и трубопровод до охлаждаемого объема изолируют для снижения потерь холода в окружающую среду.

Перед монтажом ТРВ следует протуть. Воздух должен свободно проходить через его клапан. Если в термочувствительной системе наполнитель отсутствует или его мало, то прохода воздуха через клапан не будет. Для монтажа

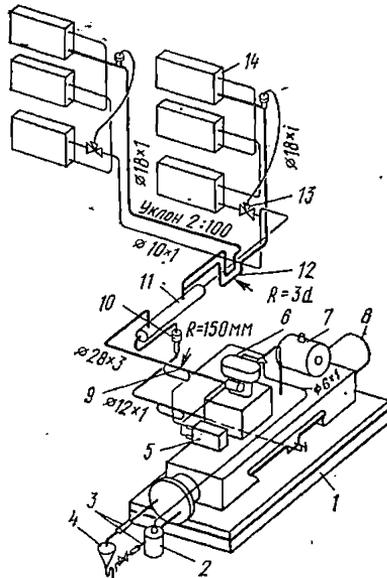


Рис. 137. Схема холодильной машины МКВ 4,5—2:

1 — фундамент; 2 — соленодный вентиль; 3 — гибкие вставки; 4 — водосливная воронка; 5 — реле давления; 6 — компрессор ФВ6; 7 — электродвигатель; 8 — конденсатор; 9 — компенсатор; 10 — фильтр-осушитель; 11 — теплообменник; 12 — маслоподъемная петля; 13 — терморегулирующий вентиль; 14 — испаритель ИРСН-12,5

ТРВ (рис. 140) с его входного штуцера свертывают накладную гайку, надевают ее на подведенную трубу из красной меди, труборезом отрезают конец трубки, отпиливают торец напильником под углом 90° , зачищают от заусенцев и отбортовывают. Наружную поверхность борта смазывают каплей фреонового масла, во входной штуцер ТРВ вставляют медную шайбу и сетчатый фильтр и навертывают накладную гайку, уплотняя соединение жидкостного трубопровода с ТРВ.

Выходной штуцер ТРВ соединяют трубкой со штуцером испарителя. Чувствительный баллон крепится на всасывающем трубопроводе на расстоянии 1 м от выхода из испарителя. В месте крепления баллона всасывающий трубопровод зачищают наждачной бумагой до блеска. Баллон плотно прижимают металлической скобкой к верхней части горизонтального участка всасывающего трубопровода.

Допустимо крепление баллона к вертикальному участку всасывающего трубопровода, в котором хладагент движется вниз. При таком расположении баллона исключено воздействие температуры масла,

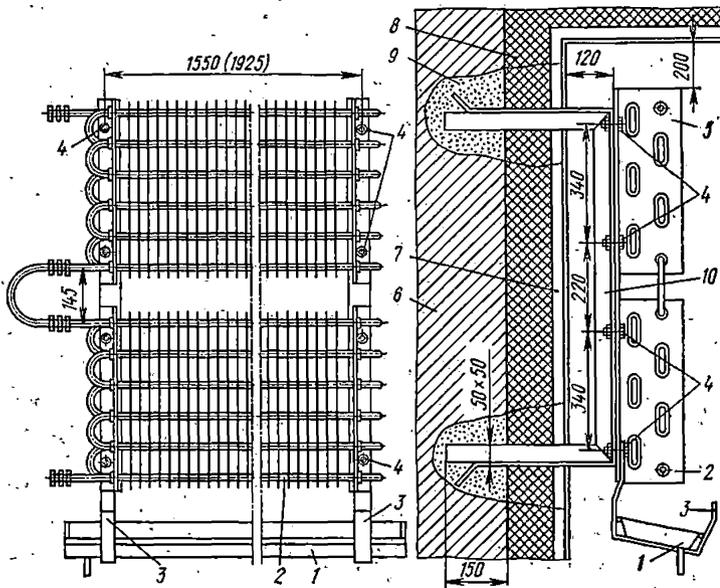


Рис. 138 Конструкция крепления испарителей типа ИРСН в стационарной камере:

1 — поддон; 2, 5 — испарители; 3 — кронштейн для поддона; 4 — болты крепления испарителей; 6 — стена; 7 — штукатурка; 8 — теплоизоляция; 9 — цементный раствор; 10 — кронштейн для крепления испарителей

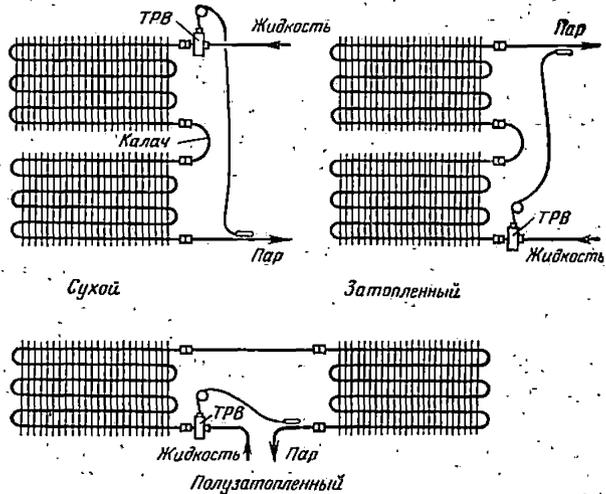


Рис. 139. Способы за-
полнения испарителей

возвращающегося в компрессор. Недопустимо перегибать капиллярную трубку и сгибать ее под острым углом. Свободную часть капиллярной трубки сворачивают кольцом диаметром не менее 80 мм и размещают так, чтобы она не касалась испарителя трубопроводов.

Монтаж соленоидных вентилей и реле температуры. Соленоидные вентили устанавливаются на горизонтальных трубопроводах элект-

тромагнитом вверх. Направление движения среды должно соответствовать стрелке на корпусе. Во избежание засорения и повреждения основного клапана перед соленоидным вентилем ставят фильтр. Затем проверяют работоспособность вентиля: открытие и плотное закрытие от электромагнита и механизма ручного управления.

Реле температуры желательно устанавливать вне камеры. Термобаллон реле через гильзу в стене вводят в камеру и крепят на половине высоты камеры в отдалении от дверей и охлаждающих приборов на небольшом расстоянии от стенки. Капиллярную трубку крепят к стене на изолирующих прокладках (дерево, пластмасса). Монтаж электрооборудования см. § 4 гл. 12.

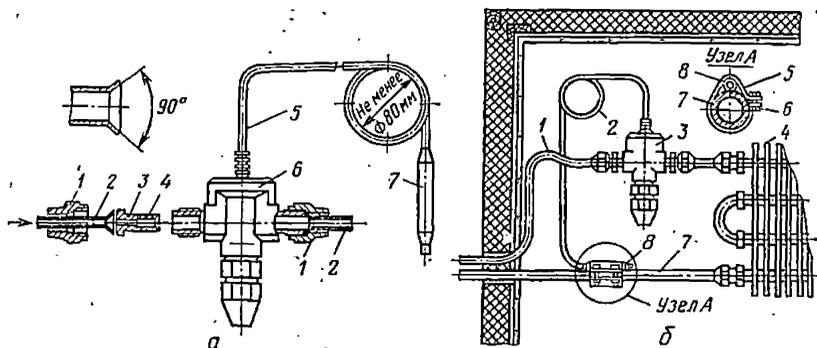


Рис. 140. Монтаж терморегулирующего вентиля с внутренним отбором:

a — подготовка: 1 — накидные гайки; 2 — медные трубки; 3 — конус фильтра; 4 — сетка фильтра; 5 — капиллярная трубка; 6 — корпус ТРВ; 7 — термобаллон; 8 — присоединение к испарителю: 1 — жидкостный трубопровод; 2 — капиллярная трубка; 3 — корпус ТРВ; 4 — испаритель; 5 — хомут; 6 — винт с гайкой; 7 — всасывающий трубопровод; 8 — термобаллон

Испытание герметичности. Испытание фреоновых установок, заряженных хладагентом на заводе, производят давлением фреона, имеющегося в системе. Для удаления воздуха проводят вакуумирование системы. К тройнику на всасывающем вентиле присоединяют мановакуумметр и открывают этот вентиль на магистраль и тройник (вращением против часовой стрелки до отказа и на пол-оборота по часовой стрелке). Нагнетательный и жидкостный вентили должны быть плотно закрыты. После этого снимают накидную гайку с заглушкой со свободного штуцера тройника нагнетательного вентиля и вместо них на штуцер надевают резиновую трубку, второй конец которой опускают в сухую банку, где собирается масло; выброшенное из картера компрессора при вакуумировании. Затем включают агрегат и отсасывают воздух в течение 30 мин, на 2—3 с открывают жидкостный вентиль, чтобы хладон вытеснил воздух, оставшийся в системе. Продув систему, ее снова вакуумируют в течение 30 мин.

Если из резиновой трубки, помещенной под уровень масла в банке, не прекращают выходить пузырьки воздуха, то это свидетельствует о неплотности системы, которую устраняют подтягиванием всех соединений до полного прекращения выхода пузырьков.

Закончив вакуумирование, на тройник нагнетательного вентиля вместо резиновой трубки ставят манометр и, открывая жидкостный вентиль, создают в испарителе давление $(3 \div 4) 10^5$ Па (по всасывающему манометру) и проверяют горелкой герметичность всех соединений. В местах, где обнаружена утечка хладона, подтягивают соединения. После устранения дефектов снова создают в системе давление и повторно проверяют соединения.

Если поступил агрегат, не заряженный фреоном, то перед вакуумированием к тройнику всасывающего вентиля подсоединяют баллон с фреоном, установленным вентилем вверх. Вакуумирование ведут при открытых всасывающем и жидкостном вентилях. Нагнетательный вентиль закрыт на магистраль.

На тройник нагнетательного вентиля вместо резиновой трубки останавливают манометр и ставят нагнетательный вентиль в рабочее положение (вращением шпинделя против часовой стрелки до упора и на пол-оборота по часовой стрелке). Открывают вентиль баллона с фреоном на 1—2 с и создают во всей системе избыточное давление. При этом фреон из баллона через тройник всасывающего вентиля проходит в компрессор; далее через нагнетательный вентиль в конденсатор и ресивер, через жидкостный вентиль и ТРВ в испаритель. Ослабив накидную гайку на штуцере всасывающего вентиля, вытесняют воздух парами фреона из системы.

Для проверки герметичности систему наполняют парами фреона до $(3 \div 4) 10^5$ Па, проверяют герметичность горелкой и оставляют ее под давлением на сутки, после чего снова проверяют утечки до полного их устранения.

Зарядка системы. Медной трубкой к тройнику всасывающего вентиля подсоединяют вентилем вниз баллон с фреоном. Фреон заряжают в испарительную систему при неработающем компрессоре через фильтр-осушитель. По достижении давления R12 в системе $(3 \div 4) 10^5$ Па вентиль баллона закрывают и включают компрессор в работу, при этом все вентили установки, за исключением жидкостного на ресивере, должны быть открытыми. После снижения давления в системе до 0 останавливают компрессор и, открывая вентиль на баллоне, заправляют в испарительную систему следующую дозу хладона. Установку заряжают таким образом 2—3 раза. Чтобы давление в конденсаторе не поднималось выше $9 \cdot 10^5$ Па, на конденсаторы подают воду. По окончании зарядки отсоединяют баллон и, взвешивая его, проверяют количество заряженного фреона. Оно должно соответствовать инструкции. После зарядки регулируют настройку приборов автоматики (см. § 3 гл. 13) и приступают к пробной работе холодильной установки. Испарители должны полностью быть покрыты инеем.

Уровень масла в компрессоре должен быть не ниже $\frac{2}{3}$ уровня смотрового стекла, что свидетельствует о нормальном возврате масла в компрессор. Температура картера компрессора не должна превышать температуру окружающего воздуха более чем на 20 °С, а температура корпуса электродвигателя — более чем на 30 °С. Основными неполадками в пусковой период являются засорение фильтра

терморегулирующего вентиля, засорение жидкостного фильтра, замерзание влаги в ТРВ, утечка фреона. Дефекты устраняются так же, как и при техническом обслуживании действующих установок. После бесперебойной работы холодильной машины в течение трех суток составляют акт о пуске ее в эксплуатацию.

§ 8. МОНТАЖ ФРЕОНОВЫХ УСТАНОВОК С РАССОЛЬНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

В заводской комплект поставок холодильных машин с рассольным охлаждением входят обычно компрессорно-конденсаторный, испарительно-регулирующий агрегаты, комплект электропусковой

аппаратуры, щит автоматики. На монтажной площадке холодильную установку доукомплектовывают рассольными охлаждающими батареями из стальных оребренных труб, трубопроводами для хладагента и для рассола, рассольными насосами, задвижками и арматурой, приборами автоматики.

Перед началом монтажных работ проверяют готовность машинного отделения и камер, уточняют календарный план проведения работ, составляют акт о готовности объекта.

Монтаж компрессора с электродвигателем. После распаковки и технического

Рис. 141. Расположение подкладок на фундаменте:

1 — фундамент; 2 — пакеты подкладок; 3 — колодцы под анкерные болты; 4 — анкерная плита; 5 — анкерный болт; 6 — плоские подкладки; 7 — клиновидные подкладки; 8 — шайба; 9 — гайка; 10 — рама компрессора

осмотра оборудование расставляют на заранее сооруженные фундаменты (см. § 2 гл. 12). Компрессор и электродвигатель, имеющие общую раму, устанавливаются на фундамент, (см. рис. 126, а) в такой последовательности: подрубая бетон у колодцев и в углубление укладывают клиновидные и плоские подкладки; укладывают их по обе стороны каждого колодца на близком к нему расстоянии (рис. 141); все подкладки, уложенные на фундамент, проверяют на горизонтальность уровнем; высота пакета подкладок равна высоте подливки (40—80 мм); к фундаментным или анкерным болтам привязывают проволоку длиной около 0,5 м и опускают все болты в колодцы до полного их погружения, чтобы они не мешали установке компрессора; с помощью подъемных приспособлений опускают раму компрессора на подкладки (чтобы не сбить подкладки, рекомендуется опускать раму на деревянные бруски, уложенные на фундаменте); передвигая раму на фундаменте, заправляют фундаментные болты в отверстия рамы, на болты надевают шайбы, смазывают нарезку маслом, наворачивают гайки, не затягивая их (вынимают из-под рамы деревянные бруски, опуская ее и

подкладки); проверяют горизонтальность установки уровнем, укладывая его в двух взаимно перпендикулярных направлениях на раме; окончательную проверку на горизонтальность производят уровнем, установленным на консольный конец вала; допускается отклонение от горизонтального положения вала не более 0,2 мм на 1 м длины; исправляют положение, подбивая клиновые подкладки; затем проверяют равномерность распределения нагрузки на подкладки щупом 0,04 мм, который не должен проходить между рамой и подкладкой; проверяют вертикальность установки с помощью отвеса, провешиваемого у вертикальной поверхности шкива (см. рис. 142, д). Расстояние от шнура отвеса до верхней и нижней точек шкива должны быть равны. После окончательной выверки положения машины под-

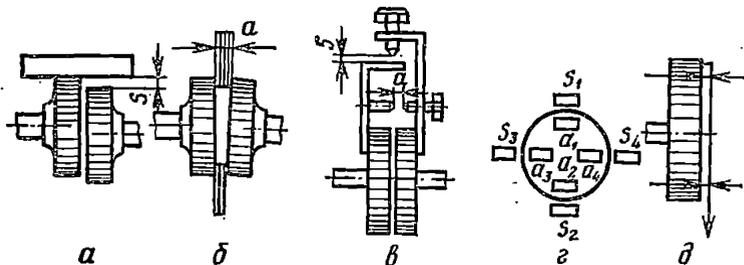


Рис. 142. Схемы выверки положения машин при муфтовом сцеплении:

а — проверка параллельного смещения валов; *б* — проверка перекоса валов; *в* — приспособление для центровки валов; *г* — схема записи замеров; *д* — проверка вертикальности шкива отвесом

кладки в пакете соединяют между собой сваркой, чтобы исключить их взаимное перемещение. Если электродвигатель и компрессор смонтированы не на единой раме, то электродвигатель устанавливается на свой фундамент (см. рис. 126, б) в описанной выше последовательности, а затем проверяется соосность валов компрессора и электродвигателя. При соединении валов пальцевыми полумуфтами с одинаковыми наружными диаметрами смещение валов определяют, измеряя зазор между контрольной линейкой и цилиндрической поверхностью полумуфты (рис. 142, а). Величину перекоса валов определяют по величине зазора между торцевыми поверхностями полумуфт (рис. 142, б). При соединении валов более сложными муфтами смещение и перекося валов определяют специальным приспособлением, состоящим из двух скоб, закрепляемых на полумуфтах (рис. 142, в). Скобы снабжены контрольными штифтами или полумуфтами. Зазоры определяют в четырех положениях муфт (рис. 142, г). За окончательный результат принимают среднеарифметическое этих измерений.

При клиноременной передаче в процессе установки проверяют правильность взаимного расположения шкивов электродвигателя и компрессора. Ось вала электродвигателя должна быть горизонтальна и параллельна оси вала компрессора, торцевые плоскости шкивов должны находиться в одной плоскости. Проверку производят, прикладывая монтажную линейку к торцевым плоскостям шкивов.

Линейка должна плотно, без зазоров прилегать к обоим шкивам (рис. 143, а). При большом расстоянии между шкивами или разной их толщине вместо линейки используют шнур (рис. 143, б).

Монтаж аппаратов и арматуры. Кожухотрубный конденсатор, испаритель и ресивер устанавливают на фундамент (см. рис. 126, в), проверяя горизонтальность уровнем. При необходимости устанавливают подкладки, укладываемые на фундамент под антисептированный брус. (Запрещается укладывать подкладки непосредственно под аппарат.)

Регулирующая станция состоит из распределительного коллектора, на котором установлены регулирующие и запорные вентили. Коллектор монтируют на металлическом каркасе из угловой стали.

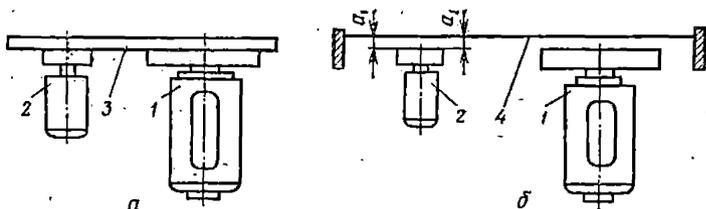


Рис. 143. Приспособление для проверки параллельности торцевых частей шкива и маховика при ременной передаче:

а — контрольной линейкой; б — шнуром; 1 — компрессор; 2 — электродвигатель; 3 — контрольная линейка; 4 — шнур

Каркас своими стойками закладывают в пол, а в верхней части прикрепляют планкой к стене на расстоянии 0,6 м от нее. Вертикальное положение каркаса проверяют отвесом. Коллектор укрепляют на каркасе хомутами на высоте 1 м от пола. Каркас с лицевой стороны покрыт металлическим щитом. Маховики вентилях при помощи удлиненных шпинделей выводят на лицевую сторону щита на высоте 1,2—1,3 м от пола. В верхней части щита на высоте около 1,7 м устанавливают манометры.

Рассовые пристенные и потолочные батареи из оребренных и оцинкованных труб подготавливаются в мастерской монтажных заготовок в виде отдельных секций, из которых на месте можно собрать батарею любой длины, как коллекторную, так и змеевиковую.

Пристенные и потолочные батареи в современных зданиях, сооружаемых из сборных железобетонных конструкций, как правило, подвешивают к закладным частям, заложенным в швы между плитами перекрытий при сооружении здания. Швы обычно не совпадают с положением батарей, поэтому к закладным частям приходится крепить промежуточные балочки (рис. 144).

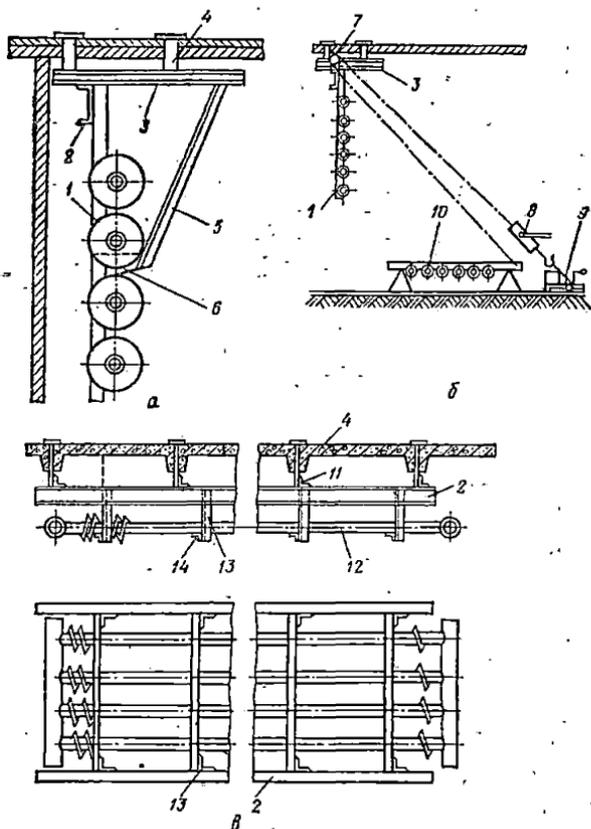
Монтаж центробежных насосов. Насосы поставляются в комплекте с электродвигателем, смонтированным на раме. После установки рамы на фундамент с помощью подкладок выверяют положение по уровню, вводят в колодцы фундамента болты и производят заливку бетоном. При установке аммиачного насоса столб

жидкости над всасывающим патрубком должен быть не менее 1,5 м во избежание выкипания аммиака во внутренней полости и срыва работы.

Монтаж рассольных и водяных трубопроводов. Монтаж трубопроводов хладагента изложен в § 3 гл. 12. С точки зрения эксплуатации наиболее удобной является схема с двумя самостоятельными

Рис. 144. Монтаж пристенной и потолочной батарей:

a — схема установленной пристенной батареи; *б* — схема монтажа пристенной батареи; *в* — схема установленной потолочной батареи; 1 — пристенная батарея из оребренных труб; 2 — продольные балки; 3 — поперечные балки; 4 — закладные части; 5 — подкос; 6 — косынка; 7 — монтажный блок; 8 — ручная лебедка; 9 — крепление с грузом; 10 — батарея до ее установки на место; 11 — уголок для крепления продольной балки к закладной части; 12 — оребренная труба батареи; 13 — подвеска (уголок); 14 — уголок батареи



рассольными трубопроводами в каждой камере, подающим и обратным (рис. 145). При монтаже по такой схеме тратится больше трубопроводов, но зато появляется возможность произвести оттайку батарей одной из камер, не прекращая работы остальных, а также возможность поддерживать в одной из камер плюсовую температуру путем прокачивания через батареи горячего рассола. После окончания монтажа приступают к подготовке машин к пуску (ревизия компрессора, испытание системы на плотность и зарядка ее).

Ревизия компрессора. При ревизии компрессора снимают верхнюю и боковую крышки и проверяют состояние клапанов и клапанной доски, а также затяжку подшипников и шплинтовым шатунных болтов. Проворачивая вручную маховик, индикатором измеряют

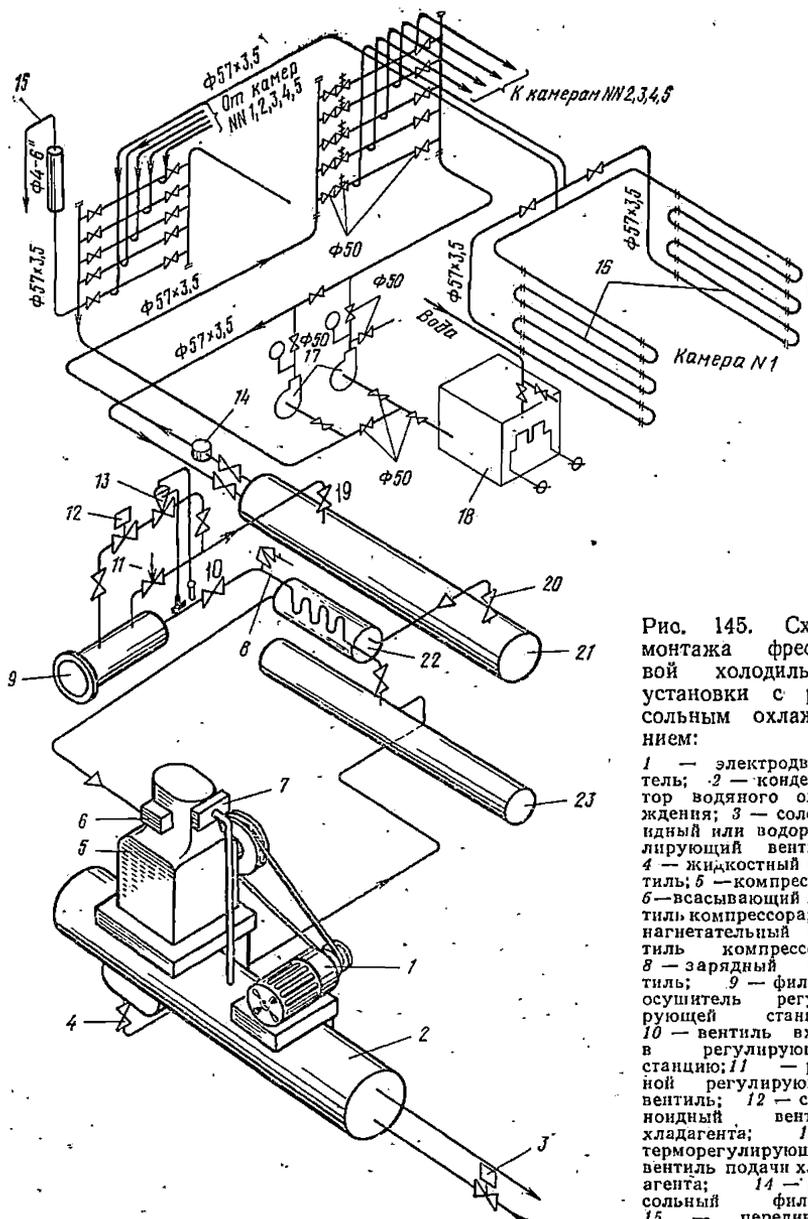


Рис. 145. Схема монтажа фреоновой холодильной установки с рассольным охлаждением:

- 1 — электродвигатель; 2 — конденсатор водяного охлаждения; 3 — соленоидный или водорегулирующий клапан; 4 — жидкостный клапан; 5 — компрессор; 6 — всасывающий клапан компрессора; 7 — нагнетательный клапан компрессора; 8 — зарядный клапан; 9 — фильтр-осушитель регулирующей станции; 10 — клапан входа в регулирующую станцию; 11 — ручной регулирующий клапан; 12 — соленоидный клапан; 13 — терморегулирующий клапан подачи хладагента; 14 — терморегулирующий клапан; 15 — переливная труба; 16 — рассольные батареи; 17 — центробежные насосы; 18 — бак для разведения и подогрева рассола; 19 — жидкостный клапан испарителя; 20 — паровой клапан испарителя; 21 — испаритель; 22 — теплообменник; 23 — линейный резервуар

его торцевое биение, которое не должно превышать 0,2 мм. Чтобы убедиться в отсутствии стука, производят обкатку компрессоров. Для этого перекрывают всасывающий и нагнетательный вентили и снимают заглушки с тройников этих вентилях. При включении компрессора воздух будет засасываться через тройник на всасывающем патрубке и выбрасываться через нагнетательный. Одновременно при пробной обкатке контролируют работу масляного насоса, давление масла на $(1,5 \div 2) \cdot 10^5$ Па выше атмосферного. По окончании обкатки масло из картера удаляют. После вакуумирования установки компрессор заряжают свежим маслом.

Испытание фреоновой системы на плотность. Для испытания системы установку наполняют сухим воздухом или азотом до давления $12 \cdot 10^5$ Па. Под этим давлением систему выдерживают 6 ч, чтобы она приняла температуру помещения, и записывают показания манометра (или наклеивают на манометр контрольную отметку) и записывают температуру в помещении. Через 18 ч давление не должно упасть. (При снижении температуры помещения на каждые 3°C давление падает на $0,1 \cdot 10^5$ Па, что не является показателем неплотности.)

Места утечки определяют обмыливанием. Для окончательной проверки плотности азот выпускают и проводят повторную проверку смесью фреона с азотом (сухим воздухом). В систему дают пары фреона до давления по манометру $(2 \div 3) \cdot 10^5$ Па и затем добавляют азот до $12 \cdot 10^5$ Па. Герметичность соединения проверяют галоидной горелкой. При отсутствии видимых утечек систему считают подготовленной к зарядке.

Испытание рассольной и водяной систем. Рассольную систему наполняют водой до появления воды в воздушных краниках батарей. Затем краники закрывают и поднимают давление в системе гидравлическим прессом или насосом до $6 \cdot 10^5$ Па. Затем испытывают тем же давлением водяную линию конденсатора.

Зарядка системы рассолом. Зарядка производится через бак. Концентрация рассола должна быть такой, чтобы его температура замерзания была на 8°C ниже рабочей температуры кипения. Расчетное количество соли хлористого кальция отдельными дозами засыпается в металлический фильтр, находящийся в рассольном баке. При достижении заданной концентрации, которая определяется ареометром по плотности пробы рассола, зарядку системы прекращают.

Зарядка системы фреоном. Перед зарядкой систему вакуумируют насосом до остаточного давления 6,65 кПа в течение 8 ч в целях удаления воздуха и осушки систем. Отдельные места установки прогревают паяльной лампой для лучшего удаления влаги. Масло заливают в картер компрессора (по уровню стекла), а остальное масло (количество указано в таблицах гл. 10) через зарядный вентиль заливают в систему.

Для зарядки фреоном баллон присоединяют к зарядному вентилю. Затем включают подачу воды на конденсатор и рассольный насос. Через фильтр-осушитель и ТРВ подают в испаритель порцию

фреона. (Если параллельно ТРВ имеется ручной вентиль, то для зарядки используют его.) Затем включают компрессор (при закрытом жидкостном вентиле), отсасывают пары из испарителя, поддерживая в нем давление по манометру примерно $2 \cdot 10^5$ Па, и подают их в конденсатор. Учет количества заряжаемого фреона ведется взвешиванием баллонов до и после зарядки. После зарядки систему повторно проверяют на герметичность галогидной горелкой, устраняя места неплотностей.

Пробный пуск и регулирование. Для пуска установки открывают все вентили на пути циркуляции фреона, подают воду на конденсатор и включают рассольный насос. Следят за режимом работы. Давление в испарителе на манометре должно быть $(1 \div 2)10^5$ Па. Давление в конденсаторе $(6 \div 7)10^5$ Па (для R12). Проверяют работу приборов защиты. Если режим работы в течение 2—3 дней соответствует оптимальному (см. гл. 13), то установку передают в эксплуатацию. При наличии неисправностей (засорение фильтров, влага в системе, утечки и др.) пробный пуск ведется до их окончательного устранения.

§ 9. ОСОБЕННОСТИ МОНТАЖА АММИАЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

К монтажу аммиачных установок предъявляются следующие требования: 1) стены машинного отделения должны быть негорючими, а двери — противопожарными; 2) электродвигатели компрессора, насоса и мешалки должны быть во взрывозащитном исполнении; 3) пусковые кнопки к электродвигателям необходимо иметь как в самом машинном отделении, так и снаружи; 4) предохранители и выключатели осветительных цепей должны устанавливаться вне машинных отделений; 5) щит с электроприборами должен быть закрыт герметичным кожухом, еще лучше вынести щиты из машинного отделения; 6) все установки, работающие под напряжением 220 В и выше, должны быть заземлены. Монтаж оборудования рассольной и водяной частей на аммиачных установках выполняется в основном так же, как и на фреоновых.

Перед испытанием аммиачной системы производят ее продувку сжатым воздухом. Поочередно к каждому участку трубопровода подсоединяют шланг от воздушного компрессора и подают сжатый воздух под давлением $5,8 \cdot 10^5$ Па, быстро открывая продувочный пробковый кран на нижней части каждого участка трубопроводов. Воздух, выходящий из системы наружу, выносит с огромной скоростью все загрязнения.

Испытание аммиачной системы на плотность производят давлением воздуха. Нагнетательную сторону испытывают избыточным давлением воздуха $18 \cdot 10^5$ Па, а всасывающую — давлением $12 \cdot 10^5$ Па в течение 24 ч. Неплотности системы определяют омыливанием соединений. Затем проводят вакуумирование и осушку системы.

Заполняют систему аммиаком после монтажа только при наличии актов об испытании системы на плотность и о ее продувке. Заполнение осуществляют в противогазе, резиновых перчатках, имея побли-

зости аптечку с перевязочными материалами и средствами борьбы с отравлением аммиаком (лимонная кислота, рвотное, 1 %-ная уксусная кислота). Баллоны с аммиаком располагают вне машинного отделения и соединяют их с коллектором регулирующей станции специальным стальным трубопроводом, предварительно испытанным на прочность. Перед зарядкой необходимо проверить наличие аммиака в баллонах и обязательно включить аварийную вентиляцию. Во время заполнения аммиаком не разрешается допускать давление на нагнетательной линии более $12 \cdot 10^5$ Па. Нормальное заполнение контролируют по перегреву на всасывании, который должен быть в пределах 5—10 °С. После заполнения систему еще раз проверяют на плотность индикаторной бумагой, изолируют всасывающий и рассольный трубопроводы и окрашивают их:

Трубопроводы	Окраска
Аммиачные	
всасывающие	синяя
жидкостные	желтая
нагнетательные	красная
Рассольные	серая
Водяные	зеленая

Направление движения аммиака и рассола в трубах указывают стрелкой черной краской вблизи каждого вентиля и задвижки.

Регулирование автоматических приборов и сдача установки в эксплуатацию производится так же, как и на фреоновых установках.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Нарисуйте эскизы соединений медных трубопроводов.
2. Каковы требования к монтажу стальных трубопроводов?
3. Как производят регулировку автомата и теплового реле для защиты двигателей от перегрузки и от токов короткого замыкания?
4. Как произвести пуск малой фреоновой установки?
5. Как испытать крупную фреоновую систему на плотность?
6. Каковы особенности монтажа аммиачных установок? Как окрашивают трубопроводы?

Глава 13. ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

§ 1. ОРГАНИЗАЦИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ

Долговечность установки, т. е. срок ее службы, зависит от условий эксплуатации. Под эксплуатацией установки понимают использование оборудования и уход за ним со стороны потребителя холода (загрузка камер, шкафов, прилавков; частота открывания дверей; оттаивание испарителей и пр.) и со стороны технического персонала (техническое обслуживание и ремонт холодильных машин).

Техническое обслуживание холодильных установок малой и средней холодопроизводительности на предприятиях торговли и обще-

ственного питания производится обычно централизованно-специализированными комбинатами по холодильному оборудованию или торговой технике. Организация технического обслуживания установок средней и большой производительности на крупных холодильниках иная; на каждом таком предприятии имеется свой штат работников технического обслуживания (механики, машинисты, слесари, электрики и др.), возглавляемый начальником компрессорного цеха и подчиняющийся главному инженеру.

Централизованное техническое обслуживание машин холодопроизводительностью до 3,5 кВт включает в себя плановые профилактические работы (1 раз в 3 мес), аварийное устранение отказов по вызовам заказчика в межплановый период и при необходимости ремонт машин в условиях специализированных мастерских. Цикл планово-профилактических работ состоит из регламентированного технического обслуживания (ТО) и текущего ремонта (ТР), которые каждые три месяца чередуются между собой. При техническом обслуживании (ТО) в обязательном порядке проверяют:

соответствие оборудования правилам техники безопасности; комплектность и наличие ограждения; надежность защитного заземления (зануления); исправность электропроводки и затяжки электроконтактных соединений: четкость срабатывания электропусковых приборов;

исправность осветительных приборов, состояние дверных ручек, замков, сливных устройств оттайки и резиновых уплотнений дверей охлаждаемых объектов;

герметичность холодильной установки; работу компрессора и электродвигателя по шуму и нагреву, уровень масла в картере; натяжение ремней и крепление холодильного агрегата и электродвигателя;

режим работы установки (температура в объекте, давление конденсации, перегрев паров на всасывании и нагнетании, коэффициент рабочего времени); для машин с водяным охлаждением — нагрев воды в конденсаторе и перекрытие подачи воды *ВРВ* или *СВМ* при остановке компрессора;

автоматическую систему оттайки; срабатывание приборов защиты (тепловых реле, реле давлений) и производят очистку от пыли и грязи конденсаторов с воздушным охлаждением.

Дополнительно выполняют работы по мере необходимости: регулирование тепловой защиты, реле давлений, *ТРВ*, реле температуры и *ВРВ*; регулирование зазора между вентилятором и диффузором, натяжения ремней; устранение утечек; дозарядку хладагентом и маслом системы; осушку системы от влаги; регулирование плавности перемещения дверей и плотности их прилегания; устранение неисправности полок, решеток, ограждений.

При текущем ремонте (ТР) кроме перечня работ, входящих в техническое обслуживание, обязательно производят: дефектацию оборудования в целях уточнения объема ремонтных работ; зачистку контактов электропусковых приборов и контактных соединений; замену смазки в подшипниках электродвигателей.

По мере необходимости выполняют; замену или ремонт отдельных узлов; восстановление поврежденной изоляции выводных концов электродвигателя; очистку сетки фильтров; замену прокладок, клапанов, сальников компрессора и вентиляей. Один механик в зависимости от квалификации обслуживает от 50 до 200 машин.

На крупных холодильниках техническое обслуживание проводят машинисты (или помощники машинистов) и дежурные электрики, подчиняющиеся начальнику компрессорного цеха. Они круглосуточно (по сменам) ведут наблюдение за установкой: включают и выключают компрессоры, регулируют режим работы, устраняют мелкие неисправности, проводят необходимую профилактику и ведут учет работы установки в суточном журнале машинного отделения. На установке имеется весь необходимый инструмент, запасные детали, запас эксплуатационных материалов (хладагент, масло, соли, прокладочные материалы и пр.), контрольно-измерительные приборы и средства индивидуальной защиты.

В последние годы появились полностью автоматизированные крупные холодильники. Машинисты проверяют регулирование автоматических приборов только в первую смену, а в последующие две смены компрессорный цех работает без машинистов. Штат обслуживающего персонала на автоматизированных холодильниках в два-три раза меньше, чем на неавтоматизированных.

§ 2. КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

Измерение температуры. Для измерения температуры чаще всего применяют жидкостные термометры (табл. 34).

При выборе термометра необходимо обращать внимание на диапазон шкалы и цену деления. Для эксплуатационных измерений подходят термометры с ценой деления 0,5—1 °С. Однако для измерения небольшой разности температуры (например, нагрева воды в конденсаторе, охлаждения рассола в испарителе) требуются термометры с ценой деления 0,1—0,2 °С, так как при нагреве воды, например на 4 °С, ошибка измерения в 1 °С на входе в конденсатор и 1 °С на выходе из него даст относительную погрешность $2/4 = 50\%$. При заказе термометров надо указать полное его обозначение и ГОСТ.

Т а б л и ц а 34

Термометр	Тип	Диапазон шкалы, °С	Цена деления, °С	ГОСТ
АН № 1	Ртутный, технический, прямой	0—50	0,5	2823—73
АН № 2	»	—35÷50	0,5 и 1	2823—73
АН № 3	То же	0—100	1	2823—73
АН № 4	»	0—150	1 и 2	2823—73
АН № 5	»	0—200	2	2823—73
Б-IV № 1	Ртутный, лабораторный	—30÷20	0,1	215—73
Б-III № 1	То же	—30÷20	0,2	215—73
Б-IV № 2	»	0—50	0,1	215—73
ТЛ-15	Толуоловый	—100÷20	1	9177—74
Метеорологический	Спиртовой, низкоградусный	—65÷25	0,5	—

Например; «Термометр А № 2-0,5-220-160, ГОСТ 2823—73». Буква А означает «прямой» (изогнутые термометры для холодильных установок почти не применяют), 2 — диапазон шкалы от -35 до 50 °С, 0,5 — цена деления, 220 — длина шкалы, 160 — длина погружаемой части (удобна также длина 80 и 100 мм).

На предприятиях общественного питания ртутными термометрами пользоваться не следует. И вообще, удобнее не стеклянные термо-

метры, а термометры манометрического типа или с биметаллическим чувствительным элементом. Для автоматической записи температуры в охлаждаемом объекте и наружной температуры на малых установках применяют метеорологический термограф М-16. Часто его дополняют устройством для регистрации цикличности работы компрессора.

На крупных установках для дистанционного измерения температуры в нескольких камерах применяют логометры в комплекте с многоточечными переключателями ПМТ (рис. 146). Ток, создаваемый батареей *Б* в точке *б*, разветвляется: часть i_1 проходит через сопротивление R_1 и катушку логометра K_1 , а другая часть идет через сопротивление R_2 и другую катушку логометра — K_2 . Ток в катушке K_1 создает магнитное поле, которое, взаимодействуя с постоянным магнитом *N—S*, стремится повернуть сердечник со стрелкой по часовой стрелке. Ток в катушке K_2 стремится повернуть стрелку в обратную сторону. При равенстве токов i_1 и i_2 стрелка находится в среднем положении. С изменением температуры в камере № 3 меняется сопротивление R_{13} , а следовательно, и ток i_2 . С возрастанием отношения токов i_1/i_2 угол поворота стрелки φ увеличивается.

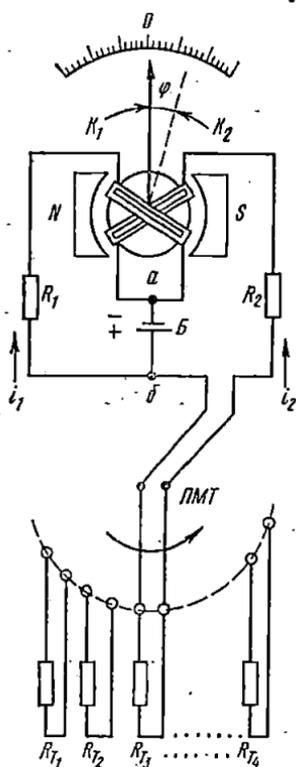


Рис. 146. Схема логометра

Для одновременной записи температур в нескольких камерах на крупных установках применяют электронные мосты. Мост ЭМП-200МВ (рис. 147) может иметь до 24 термометров сопротивления ($R_{1т}$, $R_{2т}$ и т. д.), которые поочередно переключателем *П* подключаются к измерительному мосту *М*. Переключатель приводится в действие синхронным двигателем *СД*, который одновременно вращает барабан с ленточной диаграммой *ЛД*, прижимает каретку *К* через окрашенную ленту к диаграмме и поворачивает колесико с цифрами, дающее отпечаток на диаграмме номера измеряемой точки.

Равновесие моста (равенство напряжений в точках *а* и *б*) возможно только при условии $R_7 R_6 = R_1 R_2$. Сопротивления R_1 и R_2 подбирают так, чтобы при среднем (по шкале) значении температуры

(и соответствующем сопротивлении R_T) движок реохорда R_6 находился в среднем положении. Тогда изменение температуры и R_T приводит к нарушению равновесия, на вход усилителя подается напряжение $U_a - U_6$ и реверсивный двигатель $РД$, обмотки которого являются выходной нагрузкой усилителя, начинает вращаться, передавая движение через систему шестерен и гибкий трос каретке $К$. Одновременно двигатель перемещает движок реохорда R_6 , пока мост снова не придет в равновесие. Подаваемое на усилитель напряжение станет равным нулю, двигатель остановится, и каретка $К$ займет положение, соответствующее измеряемой температуре.

Наряду с электронными мостами применяют электронные потенциометры. Чувствительным элементом температуры у них служит термопара, что позволяет использовать их для измерения и записи температуры в труднодоступных местах (блок цилиндров, картер, отдельные участки трубопроводов и т. д.).

Измерение давления.

При эксплуатации давление в системе обычно

измеряют пружинными манометрами. Основной частью пружинного манометра является трубка овального сечения (трубка Бурдона), у которой один конец запаян. Внутренняя полость трубки сообщается с сосудом, в котором измеряют давление. Когда давление газа или жидкости внутри трубки превысит атмосферное, действующее на ее наружную поверхность, трубка разогнется и займет новое положение.

Тяга повернет зубчатый сектор вокруг оси против часовой стрелки, а маленькая шестеренка, на которой укреплен стрелка манометра, повернется при этом по часовой стрелке, показывая давление по шкале. Если давление в трубке манометра равно атмосферному, то стрелка устанавливается на нуле. Таким образом, пружинный манометр показывает разность между давлением в сосуде и атмосферным давлением. В отличие от абсолютного давление по манометру называют избыточным. Величины этих давлений связаны соотношением: $p_{абс} = p_{изб} + B$, где B — атмосферное давление по барометру.

Манометры градуируются в $\text{кгс}/\text{см}^2$. Для перевода этих величин в систему СИ следует иметь в виду, что $1 \text{ кгс}/\text{см}^2 \approx 10^5 \text{ Па}$, или $0,1 \text{ МПа}$.

При измерении давления ниже атмосферного стрелка отклоняется от нуля влево. Манометр, имеющий на шкале деления влево от нуля, называется мановакуумметром. Отрицательное избыточное давление называют разрежением.

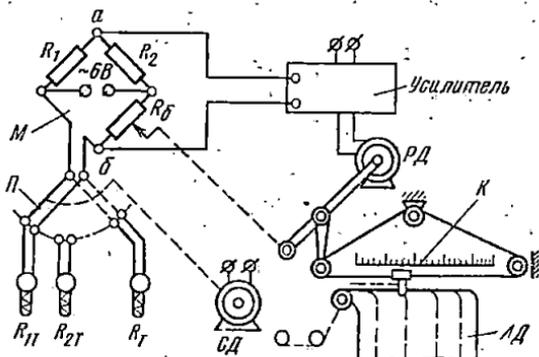


Рис. 147. Упрощенная схема самопишущего электронного моста ЭМП-200МВ

Манометр	Хладагент	Диапазон шкалы, кгс/см ²	Класс точности
ОБМВ1-1006ф	R12	-1-0-15	1,5
ОБМВ1-1006ф	R22, R13	-1-0-24	1,5
АМВУ1-160	Аммиак	-1-0-15	1,5
АМУ1-160	»	0-25	1,5

Для более точного определения разрежения удобнее пользоваться вакуумметром, шкала которого градуирована от полного вакуума (-760 мм рт. ст.) до нуля.

В табл. 35 приведены некоторые марки наиболее употребительных манометров (ГОСТ 8624-77 и ТУ 25.02-26-74).

Присоединительная трубка у этих манометров М20×1,5. Класс точности указывает на максимальную погрешность в процентах от диапазона шкалы.

Измерение расхода электроэнергии. Измерение расхода электроэнергии производят трехфазными электросчетчиками. Для определения расхода энергии за данный промежуток времени необходимо вычесть показания счетчика, снятые в начале этого интервала из показаний счетчика в конце его. Счетчики обычно рассчитаны на нагрузку 5 А при напряжении 220 или 380 В. При большей потребляемой мощности эти счетчики применяют с трансформаторами тока. При выборе трансформатора тока первичный ток принимают равным или большим номинального — тока потребителя, а номинал вторичного тока 5 А.

Показания счетчика обычно выражают в киловатт-часах. Цифры на шкале счетчика после запятой (обведенные красной рамкой) показывают соответствующие доли киловатт-часа. Чтобы определить расход электроэнергии при использовании трансформаторов тока, надо разность показаний электросчетчика умножить на коэффициент трансформации (отношение номинальных значений вторичного и первичного тока трансформатора). Пусть, например, начальное показание счетчика 1943,6 кВт·ч, а конечное 1952,1 кВт·ч. Установлены два трансформатора тока с коэффициентом 30 : 5. В этом случае:

Разность показаний счетчика	1952,1—1943,6=8,5 кВт·ч
Коэффициент трансформации	30/5 = 6
Расход электроэнергии	8,5 кВт·ч·6 = 51 кВт·ч

§ 3. ОПТИМАЛЬНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ УСТАНОВКИ

Режим работы холодильной установки характеризуется температурами и давлениями в различных частях холодильной установки и степенью заполнения отдельных аппаратов. Механик должен обеспечить такой режим, при котором заданная температура в охлаждаемом объекте поддерживается с наименьшим коэффициентом рабочего времени. При этом расход электроэнергии, воды и затраты на ремонт будут минимальными. Такой режим называют оптимальным.

Оптимальный режим определяется: требуемой температурой в объекте, которая зависит от вида и срока хранения скоропортящихся продуктов: температурой воды или воздуха, охлаждающих конденсатор; схемой и конструкцией отдельных узлов холодильной установки; хладагентом.

Механик может обеспечить оптимальный режим правильной настройкой автоматических приборов, своевременным устранением неисправностей, которые вызывают отклонение от оптимального режима, а также мерами, направленными на уменьшение теплопритоков.

Оптимальные режимы работы малых фреоновых установок. У малых фреоновых установок как с герметичными, так и с открытыми компрессорами имеются следующие характерные особенности.

Холодопроизводительность машины выбрана с большим запасом и регулируется циклической работой машины. Включение компрессора осуществляется от реле давления или реле температуры. При этом коэффициент рабочего времени b при максимальных теплопритоках равен 0,6—0,8, а при минимальных 0,2—0,3.

Испарители непосредственного охлаждения работают, как правило, с верхней подачей хладагента. Заполнение их регулируется терморегулирующим вентилем или капиллярной трубкой. Конденсатор имеет воздушное или водяное охлаждение. Частое открывание дверей в шкафах, прилавках и небольших камерах приводит к быстрому нарастанию инея на испарителе. Работа их полностью автоматизирована. Оптимальный режим этих установок достигается соответствующей настройкой автоматических приборов.

Настройка терморегулирующего вентиля. В машинах без теплообменника, когда шкаф не загружен продуктами, настройка $ТРВ$ должна обеспечить перегрев в испарителе 6—7 °С. С увеличением тепловой нагрузки среднее значение перегрева при той же настройке возрастает до 10—12 °С, оставаясь при этом оптимальным. При наличии теплообменника оптимальный перегрев равен 2—3 °С, что практически соответствует 100 %-ному заполнению испарителя парожидкостной смесью хладагента. Температура пара на выходе из теплообменника при этом ($t_{вс}$) на 10—15 °С ниже температуры конденсации.

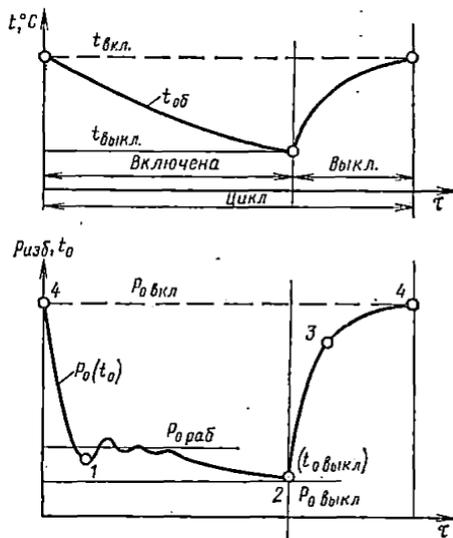


Рис. 148. Параметры настройки циклической работы машины

Охлаждаемые объекты	Температура в объекте, °С		Температура испарителя, °С		Настройка давлений $P_{изб}$, 10^5 Па		Рабочее давление, $P_{изб}$, 10^5 Па
	Вы-ключение	Вклю-чение	Вы-ключение	Вклю-чение	Вы-ключение	Вклю-чение	
Шкафы	0	3	-18	-2	0,6	2,0	1,0
Прилавки	2	4	-16	0	0,7	2,2	1,1
Витрины	4	6	-14	2	0,9	2,4	1,3
Камеры							
фруктовая	4	6	-14	2	0,9	2,4	1,3
гастрономическая	2	4	-16	0	0,8	2,2	1,2
мясная	-1	1	-20	-4	0,5	1,8	0,9
рыбная	-3	-1	-22	-6	0,4	1,6	0,7
Низкотемпературные при- лавки и камеры	-16	-12	-28	-17	0,1	0,7	0,3
Водоохладители	9	14	2	12	2,4	3,6	2,7

Учитывая трудность измерения температуры пара на выходе из испарителя, $ТРВ$ обычно настраивают по рабочему давлению (p_0 раб), которое устанавливается в испарителе через 1—2 мин после включения компрессора и открытия $ТРВ$ (точка 1 на рис. 148). Рабочее давление соответствует средней (за время работы) температуре кипения, которая на 15—20 °С ниже средней температуры объекта ($t_{об}$). Низкотемпературное оборудование имеет увеличенную поверхность испарителей. Поэтому средняя разность температур объекта и кипения снижается примерно до 10 °С. Внешним признаком правильного заполнения испарителя для шкафов с $t_{об} = 0 \div 6$ °С является равномерное покрытие инеем испарителя и всасывающего трубопровода примерно на 1 м от испарителя. У низкотемпературных прилавков весь всасывающий трубопровод покрывается инеем, но головка и цилиндр компрессора обмерзать не должны.

В машинах с капиллярной трубкой указанное заполнение испарителя достигается точной зарядкой хладагента. При перезарядке начинает обмерзать компрессор. При этом необходимо выпустить часть хладагента из системы.

Настройка реле температуры или реле давления. Режимы настройки автоматических приборов, обеспечивающие включение и остановку компрессора при достижении заданных температур, приведены в табл. 36.

Если чувствительный элемент воспринимает непосредственно $t_{об}$, то настройка реле температуры соответствует максимально допустимым колебаниям $t_{об}$ (2-я и 3-я колонки). Если реле температуры воспринимает температуру испарителя, то настройка включения и выключения соответствует 4-й и 5-й колонкам. Давление выключения ($p_{0\text{ выкл}}$) соответствует наинизшей температуре объекта (к моменту выключения). При этом $p_{0\text{ выкл}}$ (точка 2) должно быть на (0,3—0,4) 10^5 Па ниже, чем давление p_0 в момент открытия $ТРВ$ (точка 1), чтобы гарантировать, что компрессор не отключится,

пока $ТРВ$ не открылся. После остановки компрессора p_0 быстро растёт и $ТРВ$ закрывается (точка 3). К моменту включения компрессора (точка 4) температура кипения на $4-5^\circ\text{C}$ ниже температуры объекта. Давление $p_{0\text{вкл}}$ соответствует $t_{0\text{вкл}}$ (см. табл. 36).

В шкафах торгового типа, где продукты хранятся обычно не более суток, допустимый верхний предел температуры $6-7^\circ\text{C}$. В этих случаях $РД_n$ настраивают так, чтобы в период стоянки компрессора температура в испарителе поднялась бы до $1-2^\circ\text{C}$, т. е. на включение при $(2,3 \div 2,4) 10^5$ Па. Это обеспечивает оттаивание инея с испарителей за период стоянки компрессора. При более низких температурах объекта, когда толщина инея достигает $3-4$ мм, оттаивание производят остановкой компрессора.

Температура конденсации. В машинах с воздушным охлаждением конденсатора температура конденсации не регулируется. Поверхность конденсатора обычно обеспечивает заданную холодопроизводительность при разности между температурой конденсации t_n и температурой воздуха $10-12^\circ\text{C}$.

В машинах с водяным охлаждением конденсатора оптимальное давление конденсации можно поддерживать водорегулирующим вентилем. Температура воды на выходе из конденсатора $t_{гд2}$ и соответственно нагрев воды в конденсаторе ($t_{вд2} - t_{вд1}$) зависят от количества подаваемой воды: с уменьшением подачи воды $t_{вд2}$ растёт и давление в конденсаторе увеличивается. Это снижает холодопроизводительность установки, увеличивает расход электроэнергии и число отказов. Слишком большая подача воды резко увеличивает расходы на воду. При оптимальном расходе воды, т. е. когда суммарные затраты на электроэнергию, воду и устранение отказов минимальны, нагрев воды в конденсаторе летом в условиях Москвы, т. е. при $t_{вд1} = 20^\circ\text{C}$, равен $6-8^\circ\text{C}$.

Температура конденсации на $0,5-1^\circ\text{C}$ выше температуры воды на выходе. При длительной эксплуатации конденсатор загрязняется и значение $t_n - t_{гд2}$ увеличивается до $3-4^\circ\text{C}$. Таким образом, если $t_{гд1} = 20^\circ\text{C}$, то $t_{вд2} = 26^\circ\text{C}$, и $t_n = 27 \div 30^\circ\text{C}$. Этой температуре соответствует избыточное давление конденсации $(6 \div 6,6) 10^5$ Па. Для южных районов ($t_{гд1} = 25^\circ\text{C}$) оптимальное давление конденсации равно $(7 \div 7,6) 10^5$ Па. Указанные оптимальные давления следует поддерживать и зимой ($t_{вд1} = 3 \div 5^\circ\text{C}$). При этом нагрев воды в конденсаторе увеличится до $20-25^\circ\text{C}$.

Температура нагнетания. Температура после сжатия пара в компрессоре t_n устанавливается в зависимости от температур кипения, всасывания и конденсации. При сжатии насыщенного пара хладона-12 от давления, соответствующего температуре $t_0 = -15 \div -30^\circ\text{C}$, до избыточного давления $6,6 \cdot 10^5$ Па ($t_n = 30^\circ\text{C}$) температура нагнетания $t_n = 40 \div 45^\circ\text{C}$. При перегреве всасывающего пара примерно на столько же градусов возрастает t_n . Так, при наличии теплообменника $t_{вс}$ увеличивается примерно на 30°C , и температура нагнетания установится $70-75^\circ\text{C}$.

Заметное отклонение температуры нагнетания от нормальной (более 15°C) указывает на неправильный режим или на неисправности

в компрессоре. Помимо указанного температурного режима нормальная работа холодильной установки характеризуется следующими дополнительными признаками: компрессор работает без стука; обеспечивается надежная смазка всех трущихся частей, температура картера компрессора и электродвигателя при этом не превышает температуры окружающего воздуха более чем на 15—20 °С; холодильная машина полностью герметична; отсутствуют искрение контактов, гудение в магнитном пускателе и нагрев электропроводки. Приборы автоматической защиты должны останавливать компрессор при опасном режиме (давление конденсации выше $11,5 \cdot 10^5$ Па, ток в силовой цепи электродвигателя более чем на 20 % превышает номинальное значение).

Оптимальные режимы работы установок с рассольным охлаждением и крупных аммиачных установок. В установках с рассольным охлаждением температура рассола, подаваемого в батареи, на 7—10 °С ниже температуры воздуха в наиболее холодной камере. Более высокая температура в других камерах обеспечивается соответствующим уменьшением поверхности охлаждающих батарей или количества подаваемого рассола (прикрытием задвижек). Рассол в камерах нагревается на 2—3 °С (зависит от количества циркулирующего рассола).

Температура кипения должна быть на 4—6 °С ниже средней температуры рассола. При непосредственном охлаждении температура кипения на 7—10 °С ниже температуры в камере. Заполнение испарителя контролируется по перегреву всасываемого пара или по уровню жидкости. Оптимальное значение общего перегрева (в испарителе и во всасывающем трубопроводе) для аммиачных машин находится в пределах 5—15 °С; для фреоновых (с теплообменником) 20—30 °С. Увеличение перегрева на всасывании снижает производительность компрессора и увеличивает температуру нагнетания. Снижение перегрева создает опасность попадания в компрессор жидкого хладагента.

Температура конденсации у аммиачных машин, как и у фреоновых, на 1—2 °С выше температуры, выходящей из конденсатора воды $t_{вд2}$. Температура нагрева воды в конденсаторе при использовании воды из городской сети равна 4—6 °С, что при $t_{вд1} = 20$ °С соответствует давлению конденсации аммиака в летнее время (9,5÷11) 10^5 Па. Учитывая высокую опасность аммиака, в зимнее время (т. е. при наличии более холодной воды) следует поддерживать более низкое давление (7÷8) 10^5 Па. При использовании оборотной воды (охлаждаемой в градирнях или брызгальных бассейнах) следует подавать в конденсатор максимально возможное количество воды. При этом в конденсаторе она нагревается на 2—4 °С.

Температура нагнетания в аммиачных машинах определяется не только температурами t_0 , t_R и $t_{вс}$, но также температурой и количеством воды, подаваемой в водяную рубашку компрессора. Для компрессоров, работающих на камеры с нулевыми температурами, t_n должна быть 90—110 °С; для компрессоров, работающих на низ-

котемпературные камеры ($-20\text{ }^{\circ}\text{C}$) $t_{\text{н}} = 110\div 130\text{ }^{\circ}\text{C}$, и ни при каких режимах она не должна быть выше $150\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Снижение указанных значений $t_{\text{н}}$ более чем на $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ возникает при работе влажным ходом. Значительное увеличение перегрева может быть вызвано неисправностями компрессора (неплотность нагнетательных клапанов, поршневых колец). Давление масла после масляного насоса на $(1,5\div 2) 10^5\text{ Па}$ должно превышать давление в картере.

§ 4. ОСНОВНЫЕ НЕИСПРАВНОСТИ В РАБОТЕ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Неисправностью называют всякое отклонение от оптимального режима работы установки. Небольшие отклонения, которые лишь снижают экономичность работы, обычно устраняются при профилактическом ремонте. Существенные отклонения от оптимального режима — отказы, при которых установка уже не обеспечивает заданного технологического режима или становится опасной, устраняются в аварийном порядке. Основные неисправности малых фреоновых машин и способы их устранения представлены в табл. 37.

§ 5. ПРОФИЛАКТИЧЕСКИЙ ОСМОТР И ТЕКУЩИЙ РЕМОНТ МАЛЫХ ФРЕОНОВЫХ УСТАНОВОК

При посещении установки в целях профилактического ремонта механик производит осмотр и необходимый текущий ремонт.

Технический осмотр установки. Проверка режима работы. При проверке режима определяют температуру в охлаждаемом объекте в моменты включения и остановки компрессора. Давление всасывания в моменты включения и остановки компрессора и рабочее давление проверяют мановакуумметром, подсоединяя его к тройнику всасывающего вентиля. Для этого вентиль перекрывают на тройник (против часовой стрелки до отказа), снимают заглушку с тройника, присоединяют мановакуумметр и, открыв на пол-оборота вентиль, продувают парами фреона присоединительную трубку. При появлении паров (через $1\text{—}2\text{ с}$) гайку затягивают. В герметичных машинах во избежание возможного попадания воздуха в систему манометры следует ставить лишь в крайних случаях, т. е. если не удается установить причину отклонений от оптимального режима.

Заполнение испарителя проверяют визуально по обмерзанию ребер и начала всасывающего трубопровода. При недостаточном заполнении больше открывают ТРВ. Если заполнение осталось недостаточным, то фиксируют необходимость прочистки жидкостных фильтров или дополнительной дозарядки агрегата фреоном. Проверяют давление нагнетания, присоединив мановакуумметр к тройнику нагнетательного вентиля. Если при стоянке компрессора (более 30 мин) давление в конденсаторе превышает давление насыщенных паров (при данной температуре в помещении) более чем на 10^5 Па , то фиксируют наличие воздуха в системе. Для проверки настройки РД искусственно повышают давление, щитком преграждая доступ воздуха к конденсатору, и фиксируют срабатывание манометра.

Цифр откава	Причина неисправности	Признак неисправности	Способ устранения неисправности
<p><i>1. Теплопригодки в охлаждаемый объект больше расчетных</i> (коэффициент рабочего времени в близок или равен 1; при этом температура в объекте выше требуемой и давление в испарителе повышенное)</p>			
1.1	Оборудование перегружено теплыми продуктами	—	Уменьшить нагрузку
1.2	Нарушена изоляция	Увлажнение в местах нарушения	Заменить изоляцию
1.3	Неплотное прилегание дверок	Быстрое нарастание инея на испарителе То же	Проверить уплотнительную резину и при необходимости заменить замок
1.4	Частое открывание дверок	Специфический запах	Пройнструктировать заказчика
1.5	Самовыделение теплоты при разложении продуктов (при порче фруктов, ягод)	Специфический запах	Убрать испорченные продукты, провентилировать камеру
1.6	Завышены площадь или объем оборудования	—	Проверить расчетом
1.7	Слишком высокая температура окружающей среды	—	Уменьшить нагрузку оборудования, реже открывать дверки.
<p>2. <i>Снижение холодопроизводительности машины</i> ($t_{об}$ выше требуемой, теплопригодки нормальные)</p>			
<p>2.1. <i>Потеря холодопроизводительности компрессора</i> (давление в испарителе выше требуемого)</p>			
2.1.1	Подомка всасывающего клапана	Нагрев части всасывающего трубопровода и крышки цилиндра, где расположен всасывающий клапан	Закрыть всасывающий вентиль; отосать из картера пары фреона; закрыть нагнетательный вентиль; снять головку и сменить клапаны. Герметичный компрессор отправить в ремонт
2.1.2	Неплотность или подомка нагнетательного клапана	Сильный нагрев нагнетательного трубопровода и головки блока цилиндров.	Притереть пластины к седлу, заменить покоробленные пластины клапанов. Если забито седло или компрессор герметичный, отправить в ремонт

Шифр отказа	Причина неисправности	Признак, неисправности.	Способ устранения неисправности
2.1.3	Перелук сжатых паров на сторону всасывания через прокладку под крышкой цилиндра	Нагрев всего компрессора; нагретый трубопровод холоднее, обычно	Заменить прокладку под крышкой цилиндра или положить 2—3 слоя пергаментной бумаги на среднюю перемычку
2.1.4	Проскальзывает ремень	При нажатии пальцем прогиб более 2—3 см	Натянуть ремень перемещением электродвигателя
2.1.5	Износ цилиндра или поршневых колец	Нагрев средней части цилиндра. Постепенное снижение производительности (с годами)	Направить агрегат в ремонт
2.1.6	Чрезмерная подача хладагента в испаритель из-за выхода иглы из дростельного отверстия ТРВ	Обмерзает всасывающий вентиль. При закрытии вентиля на ресивере давление в испарителе быстро падает, а регулирование ТРВ не дает результата	Заменить ТРВ, направив его в ремонт. Укрепить патрон на всасывающем трубопроводе ближе к испарителю и, более плотно
2.1.7	Засор трубопровода или фильтра на всасывающей линии	При ослаблении гайки на входе в испаритель из него выходит фреон, а в картере компрессора вакуум	Устранить засор продувкой или механическим путем
2.2. Прекращение или недостаточная подача хладагента в испаритель (чрезмерно низкое давление в испарителе)			
2.2.1	Замерзание влаги в ТРВ	Отогревание ТРВ приводит к резкому повышению давления.	Установить на несколько дней геолитовый осушитель
2.2.2	Засорение сетки фильтра на входном штуцере ТРВ	Обмерзание входного штуцера ТРВ	Снять сетку и промыть в бензине
2.2.3	Выход фреона из чувствительного патрона ТРВ, порвана мембрана	В открытом положении воздух не проходит через ТРВ	Заменить весь прибор
2.2.4	Засорение жидкостного фильтра	До наступления полного засорения обмерзает жидкостный трубопровод	Сконденсировать фреон в ресивер, перекрыть ТРВ и промыть в бензине или заменить сетки фильтра
2.2.5	Засорение жидкостного вентиля	При вскрытом фильтре и при давлении в ресивере из него не выходит жидкий фреон	Направить агрегат в ремонт
2.2.6	В системе нет жидкого фреона	Давление в конденсаторе ниже давления насыщенных паров	Найти место утечки и устранить ее, зарядить фреоном

Шифр отказа	Причина неисправности	Признак неисправности	Способ устранения неисправности
2.2.7	Небольшой недостаток фреона в системе	Повышенный перегрев на всасывании, последние 2—3 калача на испарителе не покрываются инеем	Проверить герметичность системы и добавить 30 % первоначальной зарядки фреона
2.2.8	Значительный недостаток фреона в системе	Обмерзает только часть испарителя после TRV. В машинах с РД компрессор работает короткими циклами, с РТ — непрерывно	Устранить утечку, зарядить систему фреоном в количестве 60—70 %
2.3. Снижение холодопроизводительности испарителя (пониженное давление в испарителе)			
2.3.1	Наружная поверхность испарителя покрыта снеговой «шубой»	Большое обмерзает всасывающий трубопровод	Произвести оттаивание испарителя
2.3.2	Нарушен контакт между трубками и ребрами испарителя	При увеличении подачи открываем TRV компрессор начинает работать влажным ходом	Заменить испаритель, или направить его в ремонт
2.3.3	Большое количество масла в испарителе	Снижение уровня масла в картере компрессора	Открыть TRV и поработать 15—20 мин влажным ходом, чтобы вернуть масло в картёр
2.4. Снижение производительности конденсатора (высокое давление в конденсаторе)			
2.4.1	Засорилась трубка одной из секций конденсатора	Одна из секций холоднее, чем остальные	Направить агрегат в ремонт
2.4.2	Недостаточный доступ охлаждающего воздуха	Разность между температурами воздуха на входе и выходе из конденсатора больше 5 °С	Обеспечить необходимый доступ воздуха, проверить направление вращения крыльчатки
2.4.3	Недостаточная подача воды в конденсаторе	Повышенный нагрев воды в конденсаторе	Увеличить подачу воды, при необходимости заменить пружину ВРВ
2.4.4	Загрязнение конденсатора	Малый нагрев воды или воздуха при прохождении через конденсатор	Очистить конденсатор от пыли и при необходимости промыть горячей водой. Конденсатор с водяным охлаждением направить в ремонт

Шифр отказа	Причина неисправности	Признак неисправности	Способ устранения неисправности
2.4.5	Присутствие воздуха в системе	Высокая температура крышки блока цилиндров и нагревательного трубопровода	Сконденсировать фреон и, через 1 ч, ослабив гайку на троянике нагревательного вентиля, спустить воздух до давления насыщенного пара.
2.4.6	Система перезаряжена хладагентом	Повышенное давление в испарителе	Спустить часть хладагента
2.4.7	Система перезаряжена маслом	Пониженное давление в испарителе	Отсосать фреон в баллон и выпустить масло из ресивера
3. Неисправности, не вызывающие отклонения температуры в объекте			
3.1. Ступица в машине			
3.1.1	Удары ремня о диффузор	Ремень расслонился или слабо натянут	Сменить ремень, обеспечить натяжение ремня смещением двигателя
3.1.2	Задевание крыльчатки о диффузор	Задевание слышно при повороте вручную	Переместить диффузор
3.1.3	Большой зазор между шпонкой и пазом ступицы маховика	Стук слышен при покачивании маховика без ремня	Подтянуть гайку маховика, заменить шпонку. При большой выработке паза направить агрегат в ремонт
3.1.4	Ослабло крепление розетки в клапанной доске	Стук слышен в крышке блока цилиндров	Снять крышку и надежно укрепить розетку
3.1.5	Удары поршня по клапанной доске	Влажный ход	Прикрыть ТРВ
3.1.6	Задевание шплинта шатунного болта о картер	Характерный блеск на конце шплинта	Вскрывать картер и отогнуть шплинт
3.1.7	Износ коренных подшипников, шатунных и пальцев	Стук усиливается при закрытом всасывающем вентиле	Направить агрегат в ремонт
3.1.8	Ослабление буферной пружины	Стук в крышке блока цилиндров	Заменить пружину или подложить пластину
3.2. Неисправности системы смазки			
3.2.1	Недостаток масла в картере из-за необеспеченного возврата	Нагрев подшипников. Недостаток фреона в системе	Вернуть масло в картер, пропаровать 20—30 мин влажным ходом. Добавить в систему фреона
3.2.2	Недостаток масла в системе	То же. Вернуть масло в картер не удается	Добавить масло в систему

Шифр отката	Причина неисправности	Признак неисправности	Способ устранения неисправности
3.2.3	Засорение отверстий для подачи масла	Перегрев отдельных узлов, куда не попадает масло	Разобрать компрессор и прочистить отверстия или направить агрегат в ремонт
3.2.4	Неисправность маслоснабжения (для компрессоров с принудительной смазкой)	Разность давлений нагнетания масла и в картере меньше 1,5-10 ⁵ Па	Вскрыть картер и проверить фильтры. Если фильтры чистые, отправить компрессор в ремонт
3.3. Негерметичность системы			
3.3.1	Неплотность соединений	Масляные пятна	Подтянуть гайки или повторно отбортовать трубку
3.3.2	Задиры трущейся поверхности сальника	»	Снять и притереть сальник компрессора
3.3.3	Нарушена герметичность гофры сальника (сальника, реле давления)	В системе мало фреона	Заменить сальник или прибор и дозарядить систему
3.4. Неисправности защитных устройств			
3.4.1	Не срабатывает маноконтроллер	При проверке давление более 11,5 × 10 ⁵ Па	Отрегулировать или заменить РД
3.4.2	Часто срабатывает тепловая защита МП или АП-50	Сила тока и напряжение нормальные	Заменить МП или АП-50
3.4.3	Неотрегулирована или неправильно подобрана тепловая защита или АП-50	При включении электродвигателя на двух фазах тепловая защита МП не срабатывает за 40 с; АП-50 не срабатывает за 20 с	Отрегулировать или поставить тепловой элемент на номер ниже. Заменить АП-50
4. Неисправности в электропитании электродвигателей			
4.1. В цепи управления			
4.1.1	Разрыв цепи в электропроводе	Место обрыва подгорает	Прозвонить цепь и устранить обрыв
4.1.2	Перегорела катушка магнитного пускателя	Контрольная лампа загорается при подключении ее к клеммам катушки	Обесточить МП и сменить катушку
4.1.3	Засорилось отверстие на штуцере пресостата. Обрыв тяги	При повышении давления контакты РД не замыкаются	Прочистить отверстие в штуцере пресостата

Шифр отряда	Причина неисправности	Признак неисправности	Способ устранения неисправности
4.1.4	Вышел фреон из чувствительного патрона реле температуры	Реле температуры не реагирует на изменение температуры	Заменить реле температуры
4.1.5	Неплотное прилегание контактов РД или тепловой защиты	Дребезжание МП, искрение в контактах	Снять напряжение и подогнуть контакты
4.1.6	Контакты РД не размыкаются.	Температура в охлаждаемом объекте ниже требуемой	Стрегулировать или заменить прибор
<i>4.2. Неисправности в магнитном пускателе</i>			
4.2.1	Перекус или неполное притяжение якоря	Гудение в магнитном пускателе	Ослабить затяжку пружины силовых контактов
4.2.2	Обрыв короткозамкнутого витка на сердечнике	То же	Снять место обрыва
4.2.3	Плохо затянуты винты, крепящие сердечник	То же	Затянуть винты
4.2.4	Загрязнение или забоины на прилегающих поверхностях электромагнита	»	Протереть поверхность электромагнита чистой ветошью
4.2.5	Заедание в механизме МП	При отключении катушки МП двигатель продолжает работать	Разобрать МП и устранить причину заедания
<i>4.3. Неисправности силовой цепи электродвигателя</i>			
4.3.1	Отсутствует напряжение в одной из трех фаз	При пуске двигатель гудит, греется и не включается	Проверить плавкие предохранители и места соединений в электропроводке
4.3.2	Пробой изоляции двигателя на корпус	Срабатывает автомат или сторагт плавкая вставка	Направить электродвигатель в ремонт
4.3.3	Межвитковое замыкание двигателя	Двигатель гудит и перегревается. В одной из фаз увеличена сила тока	То же
4.3.4	Неправильная центровка двигателя с приводом	Повышенный нагрев в подшипниках	Повернуть двигатель, чтобы шкив и маховик были в одной плоскости
4.3.5	Мало смазки в подшипниках	То же	Смазать подшипники
4.3.6	Повреждение подшипников	Стук в подшипниках	Заменить подшипники
4.3.7	Повреждение автомата АП-50 или АЕ2036	Автомат отключает двигатель при нормальной силе тока	Заменить автомат

Шифр отказа	Причина неисправности	Признак неисправности	Способ устранения неисправности
5. Неисправности рассольной системы			
5.1. Потеря производительности насоса			
5.1.1	Засорение фильтра перед насосом	Снижение напора струи на сливной линии. Оттаивание трубопровода после места засора.	Разобрать и прочистить фильтр
5.1.2	Засорение дисков рабочего колеса	То же	Разобрать и прочистить рабочее колесо
5.1.3	Изменено направление вращения диска	Внезапное отопление всех камер	Поменять фазы в электросети
5.1.4	Сорвана шпонка диска	То же, вал вращается	Сменить шпонку
5.1.5	Сгорел электродвигатель	То же, нет вращения вала	Заменить электродвигатель
5.2. Прекращение циркуляции рассола через одну камеру			
5.2.1	Воздушная пробка в одной из батарей	Не обеспечивается температура только в одной камере	Перекрыть остальные батареи, включить насос и открыть воздушный кран до появления рассола или увеличить напор насоса, прикрыв сливную линию.
5.2.2	Засорение трубопровода перед задвижкой или фильтра на входе	То же	Устранить засор, прочистить фильтр
5.2.3	Не открывается соленодный вентиль	Внезапное прекращение подачи рассола	До устранения причины отказа винтом принудительно открыть клапан СВ
5.2.4	Соленодный вентиль не закрывается	Понижена температура в камере	Разобрать СВ и прочистить отверстие слива жидкости
5.2.5	Большой слой инея на батареях	Нагрев рассола в батарее меньше 1 °С	Произвести оттаивание

контроллера. В машинах с водяным охлаждением для этого уменьшают подачу воды.

Температуру воды на входе и выходе из конденсатора замеряют термометрами с ценой деления $0,1^{\circ}\text{C}$, расход воды — литровой банкой, определяя продолжительность ее заполнения. Если разность между температурой конденсации (определенной по давлению) и температурой воды на выходе $t_{\text{вд}2}$ более 5°C , то фиксируют необходимость очистки конденсатора от водяного камня (в условиях мастерских). При повышенной температуре в объекте, при работе компрессора без выключения или с высоким коэффициентом рабочего времени и при повышенном давлении всасывания проверяют производительность компрессора. При наличии стука в компрессоре фиксируют необходимость отправки его в ремонт. Подшипники электродвигателя заменяют на объекте. Нагрев компрессора и электродвигателя определяют на ощупь. При повышенном нагреве верхней части цилиндра фиксируют необходимость разборки клапанов. При нагреве электродвигателя следует проверить амперметром величину тока в каждой фазе. Если потребляемый ток превышает номинальный более чем на 15 % или величина тока в одной из фаз больше, чем в других, то электродвигатель следует направить в ремонт. В компрессоре проверяют, кроме того, уровень масла, натяжение клиновых ремней и наличие ограждений.

В машинах с водяным охлаждением конденсатора проверяют, чтобы при остановке компрессора водорегулирующий или соленоидный вентили обеспечивали перекрытие подачи воды. Осмотр предусматривает также обязательное выполнение ряда профилактических мероприятий, обеспечивающих значительное снижение аварийных отказов.

Проверка герметичности. Все соединения, особенно сальник вала компрессора, тщательно проверяют на герметичность галоидной горелкой. На негерметичность сальника указывает также наличие брызг масла на установленном около маховика листе чистой бумаги. В машинах типа ФАК, имеющих двойной сальник, открывают масляную ванночку. Наличие в масле пузырьков указывает на негерметичность внутреннего сальника, отсутствие масла — на негерметичность наружного сальника. В обоих случаях необходимо заменить соответствующий сальник и залить масло в ванночку.

Очистка конденсатора от загрязнений. Рубильником или автоматом АП50 отключают агрегат, снимают с рамы электродвигатель, диффузор (у конденсаторов воздушного охлаждения) и очищают конденсатор от пыли волосистой щеткой, затем промывают теплой водой (не выше 50°C). Если ребра конденсатора забиты липкой грязью, то применяют 3—5 %-ный раствор кальцинированной соды. Для промывки используют приспособление (рис. 149), которое состоит из резервуара (типа огнетушителя) с автомобильным насосом, соединенным с резервуаром кислородным шлангом с обратным клапаном. В резервуар заливают 6—7 л горячей воды или раствора, насосом создают избыточное давление ($2 \div 3$) 10^5 Па и, открывая кран на шланге с наконечником, промывают ребра конденсатора. Затем

оставшуюся на поверхности конденсатора воду удаляют сжатым воздухом из того же приспособления. Водяной камень в кожухотрубных конденсаторах удаляют (при необходимости) стальными ершами или шарожками с гибким валом.

Смазка подшипников электродвигателя. Для смазки подшипников отвинчивают крышки электродвигателя, разбирают его и вынимают ротор с подшипниками, промывают их в бензине (при необходимости заменяют); затем смазывают и собирают. Подшипники качения смазывают 1 раз в 6 мес жировым солидолом марки Т или универсальной среднетемпературной смазкой УС-3. Если агрегат расположен в помещениях с высокой температурой (более 30°С), то смазывают жировым консталином марки М или универсальной тугоплавкой смазкой УТ-1. Подшипники скольжения смазывают 1 раз в 3 мес маслом марки веретенное-2 или индустриальное-12. Электродвигатель укрепляют на агрегате так, чтобы крыльчатка не задевала за диффузор.

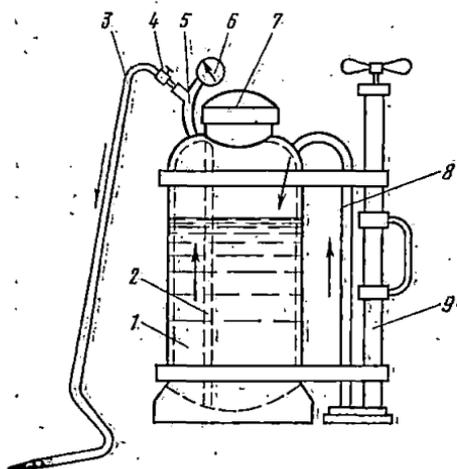


Рис. 149. Приспособление для промывки конденсаторов воздушного охлаждения:

1 — резервуар; 2 — внутренняя трубка; 3 — шланг с наконечником; 4 — кран; 5 — тройник; 6 — манометр; 7 — горловина с крышкой; 8 — кислородный шланг; 9 — автомобильный насос

Профилактический ремонт магнитного пускателя. Его производят не реже 1 раза в 3 мес. Пускатель отключают рубильником или автоматом АП50. Затем снимают крышку, очищают от пыли и грязи и подтягивают винты крепления деталей и контактных зажимов. Нажатием руки на якорь пускателя убеждаются в свободном ходе его подвижной системы и исправности возвратных пружин. При снятии усилия якорь должен свободно возвращаться в исходное положение. При наличии нагара на поверхности контактов их зачищают тонкой шкуркой, промывают спиртом или ацетоном и вытирают чистой сухой тканью. Если контакты одной из фаз сильно изношены (так в основном и бывает в эксплуатации), их необходимо заменить запасными независимо от состояния контактов других фаз.

Проверка технического состояния заземляющих устройств. Для безопасности эксплуатации корпус охлаждаемого объекта, щиток с электропусковыми приборами и холодильный агрегат должны быть заземлены. Порядок проверки приведен в § 4 гл. 12.

Прочие работы при техническом осмотре. Дополнительно при осмотре подтягивают все винты крепления деталей электрооборудования; электросхемы и уплотнение соединений фреоновых трубопроводов, натягивают или заменяют клиновидные ремни, заменяют

потрескавшуюся уплотнительную резину; неисправные шестли и замки и очищают все оборудование от пыли и грязи.

Текущий (малый) ремонт. Текущий ремонт включает в себя все работы по устранению неисправностей, которые были обнаружены при осмотре машины во время технического обслуживания. К ним относится добавление в систему фреона и масла, замена сальников и клапанов, очистка фильтров и др.

Дозарядка системы фреоном. Перед зарядкой фреоном систему тщательно проверяют на герметичность и устраняют неплотности. На малых установках фреон вводят через тройник всасывающего вентиля. Учитывая, что влажность фреона часто бывает повышенной, дозарядку следует производить через технологический осушительный цеолитовый патрон. Перед зарядкой баллон взвешивают и записывают его массу. Для дозарядки жидкостный вентиль на ресивере закрывают, а всасывающий перекрывают на тройник. Затем отсоединяют прессостат и присоединяют к одному концу тройника мановакуумметр, а к другому — последовательно осушительный патрон и баллон с фреоном. Перед затяжкой накидных гаек присоединительную трубку и патрон продувают фреоном из баллона. После этого закрывают всасывающий вентиль на испаритель, принудительно включают компрессор и открывают вентиль на баллоне так, чтобы избыточное давление всасывания не превышало $(1 \div 1,5) 10^5$ Па.

После добавления небольшой порции фреона всасывающий вентиль перекрывают на тройник, а жидкостный — открывают, проверяя степень заполнения системы. При открытом терморегулирующем вентиле всасывающий трубопровод должен покрываться инеем, а крышка блока цилиндров слегка обмерзать. Если фреона недостаточно, то добавляют еще порцию. По окончании зарядки баллон взвешивают и записывают в журнал технического обслуживания количество заряженного фреона.

Дозарядка системы маслом. Масло добавляют в систему через отверстие в картере. Всасывающий вентиль закрывают на систему, отсасывают из картера пары фреона до избыточного давления 0 Па и, остановив компрессор, закрывают нагнетательный вентиль. Отвернув пробку на картере, через воронку заливают масло, чтобы уровень его был на 15—20 мм ниже отверстия или до середины уровня смотрового стекла. Заменяв прокладку, отверстие закрывают пробкой.

Для удаления воздуха из картера на 2—3 нитки отворачивают накидную гайку на штупере тройника нагнетательного вентиля и включают компрессор. Через 2—3 мин затягивают накидную гайку, останавливают компрессор, перекрывают всасывающий вентиль на тройник, снимают манометр, ставят заглушку, устанавливают вентили в рабочее положение и подтягивают буксы сальников.

Замена сальников компрессора. Перед разборкой сальника закрывают всасывающий вентиль, отсасывают из картера фреон и закрывают нагнетательный вентиль. Негерметичные сильфонные сальники заменяют новыми. В бессильфонных сальниках заменяют уплотнительные и трущиеся кольца. Трущиеся поверхности новых саль-

ников тщательно притирают, затем промывают в бензине и смазывают маслом. В машинах типа ФАК (двойные сильфонные сальники) после замены сальников необходимо залить масло в ванночку сальника, пока через контрольную пробку не пройдет масло. Затем контрольную пробку и пробку ванночки затягивают, добавляют масла в картер и проверяют герметичность компрессора галоидной горелкой.

Проверка и замена клапанов и всасывающего фильтра. При проверке клапанов перекрывают всасывающий вентиль, отсасывают из картера насколько возможно пары фреона и закрывают нагнетательный вентиль. Отсоединяют от компрессора фланец нагнетательного вентиля и снимают крышку блока цилиндров и клапанную доску. При удалении сломанного клапана надо внимательно следить, чтобы осколки его не остались в компрессоре. Это может привести к задиркам поверхности цилиндра. Если забито седло клапана, то заменяют клапанную доску. Следует проследить за тем, чтобы поверхность пластины была тщательно притерта, а пластины клапана были бы ровными и без заусенцев. Под клапанную доску и под крышку устанавливают новые прокладки.

Для проверки фильтра отсоединяют фланец всасывающего вентиля. Фильтр промывают в бензине и устанавливают на место. После замены клапанов и очистки фильтра из компрессора удаляют воздух.

Очистка жидкостного фильтра и проверка терморегулирующего вентиля. При недостаточной подаче жидкости в испаритель проверяют фильтры на жидкостной линии и ТРВ. Перед вскрытием жидкостной линии необходимо весь фреон собрать в ресивере (сконденсировать), оставив в испарителе небольшое избыточное давление ($0,2 \div 0,3$) 10^5 Па, чтобы при вскрытии системы в него не попал воздух. Перед началом работ испаритель и трубопроводы следует прогреть до комнатной температуры, так как случайное попадание воздуха в систему при соприкосновении его с холодной поверхностью вызывает конденсацию влаги.

Чтобы сконденсировать фреон, закрывают вентиль на ресивере, отсасывают пары из испарителя до $0,2 \cdot 10^5$ Па и закрывают нагнетательный вентиль компрессора во избежание перепуска пара через неплотности в клапанах и терморегулирующем вентиле. После разборки фильтра прокладки и сетки промывают в бензине или заменяют. Перед пуском машины необходимо продуть жидкостную трубку, ослабив гайку на входе в терморегулирующий вентиль и открыв на секунду жидкостный вентиль. Аналогично проводят замену ТРВ.

Удаление воздуха из системы. В случае попадания воздуха в систему и повышения давления конденсации необходимо сконденсировать фреон, снять ремень и, включив электродвигатель, вентилятором охладить конденсатор. Через 20—30 мин, когда ресивер и конденсатор охладятся до комнатной температуры, нужно установить манометр на тройнике нагнетательного вентиля и, ослабляя гайку тройника, небольшими порциями выпускать воздух, проверяя все время давление конденсации. Оно должно стать примерно на $0,5 \times 10^5$ Па выше давления насыщенных паров при данной температуре.

Дальнейшее снижение давления может привести к выпуску большого количества фреона.

Консервация холодильной машины. Консервацией называют остановку машины на длительный срок. Для этого закрывают вентиль на ресивере и конденсируют фреон, оставив в испарителе лишь небольшое избыточное давление. Выключают рубильники или АП-50, вывинчивают пробки перед рубильником и в цепи управления. Затем перекрывают все вентили. Проверяют герметичность системы, ослабляют натяжение ремней, прокладывают промасленную бумагу перед контактами магнитного пускателя во избежание случайного пуска машины с закрытыми вентилями. Если агрегат находится в сыром помещении, то электродвигатель демонтируют и хранят его в сухом месте. Хромированные детали агрегата покрывают тонким слоем технического вазелина.

По окончании текущего ремонта в журнале технического обслуживания механики указывают перечень выполненных работ, дают указания владельцу машины о мероприятиях, которые следует провести для приведения машины в нормальное техническое состояние, проводят инструктаж работников торговли по правилам эксплуатации.

Инструктаж обслуживающего персонала. Правила эксплуатации холодильного оборудования работниками торговли и общественного питания сводятся в основном к следующему: каждая установка должна быть закреплена за определенным работником, который несет ответственность за ее сохранность и правильную эксплуатацию; не разрешается загружать шкафы, прилавки, витрины продуктами в большем количестве, чем указано в паспорте на установку; между продуктами следует оставлять пространство 5—10 см для свободного движения холодного воздуха; теплые продукты перед загрузкой необходимо охладить до температуры окружающего воздуха; при нарастании инея на испарителе до 5—6 мм нужно остановить компрессор, вынуть все продукты и открыть дверки шкафа для оттаивания снеговой «шубы», после оттаивания шкаф должен быть насухо протерт, запрещается удаление инея скребками, ножами и пр.; нельзя хранить продукты на испарителях; хранить в оборудовании посторонние вещи, накрывать полки фанерой или бумагой, чтобы не нарушать нормальной циркуляции воздуха; не реже одного раза в неделю наружную и внутреннюю поверхность шкафа следует мыть мыльной, а затем чистой теплой водой; в случае нарушения требуемого температурного режима в шкафу, прилавке или витрине при безостановочной работе компрессора, при его остановке, когда нажатие на кнопку МП либо АП50 не включает компрессор, при стуках в машине, чрезмерном перегреве, появлении масляных пятен в соединениях; неплотном прилегании дверок шкафа и других замеченных неисправностях необходимо вызвать механика, обслуживающего установку; категорически запрещается принудительно включать компрессор при неисправных приборах, устанавливать самодельные плавкие предохранители (жучки), допускать посторонних лиц к осмотру и ремонту оборудования; снимать ограждение с агрегата и крышки с электропусковых приборов.

§ 6. ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ УСТАНОВОК СРЕДНЕЙ И БОЛЬШОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Эксплуатация аммиачных установок имеет ряд особенностей, обусловленных свойствами аммиака, его токсичностью, взрывоопасностью, плохим растворением масла.

Все работы, связанные со вскрытием системы (разборка отдельных узлов и соединений, выпуск масла, удаление воздуха, дозарядка аммиаком и проч.) производятся с обязательным применением промышленного противогаса от аммиака (марка К) и резиновых перчаток при включенной аварийной вентиляции.

В машинном отделении должна быть аптечка с перевязочными материалами и средствами против отравления аммиаком: лимонной кислотой, рвотным, 1 %-ной уксусной кислотой. Для облегчения работы обслуживающего персонала вывешивают схемы всех трубопроводов с запорной арматурой, планы холодильника с размещением оборудования, инструкции по эксплуатации машин и аппаратов, основные правила техники безопасности и графики проведения профилактических осмотров, выпуска и добавления масла в систему и проч.

Кроме того, в машинном отделении должен быть инструмент, контрольно-измерительные приборы, запасные детали, некоторый запас эксплуатационных материалов (хладагент, масло, соли, прокладочный материал, ветошь и проч).

Пуск и остановка холодильной машины. При первоначальном пуске или пуске после длительной остановки компрессоров мощность, потребляемая электродвигателем, значительно превышает номинальную, так как в отеплившейся установке очень высокое давление в испарительной системе. Поэтому при пуске необходимо обеспечить разгрузку компрессора. Для этого у крупных компрессоров обычно предусматривают байпасы — перепуск пара с нагнетательной стороны на всасывающую. Некоторые марки компрессоров имеют устройства для ручного или электромагнитного отжима всасывающих клапанов. У винтовых компрессоров снижение производительности (и соответственно пусковой мощности) достигается перемещением золотника (вручную или автоматически), благодаря которому всасывание начинается позже и уменьшается объем пара, оставшегося в пазах винтов. Снижение мощности в пусковой период осуществляют также прикрытием всасывающего вентиля на компрессоре.

Рассмотрим *пуск и остановку аммиачных машин с компрессорами, имеющими вентиль байпаса*. Перед пуском проверяют по журналу причину последней остановки. Если она была вызвана неисправностями, то проверяют, устранены ли они. Следует вручную несколько раз провернуть маховик компрессора. Затем контролируют уровень масла в картере, открыты ли вентили на манометры, открывают все вентили на нагнетательном жидкостном и всасывающем трубопроводах. При этом всасывающий, нагнетательный вентиль и байпас на компрессоре, а также регулирующий вентиль должны быть закрыты. Пускают воду на конденсатор и в водяную рубашку компрес-

сора. В рассольных установках с кожухотрубным испарителем включают насос.

При пуске открывают байпас и включают электродвигатель. Проверяют давление после масляного насоса. Оно должно быть на $(1 \div 1,2) 10^5$ Па больше, чем давление в картере. Давление масла регулируется ручным перепускным вентилем. Если не удастся создать требуемое давление, то останавливают компрессор, регулируют давление перепускным клапаном, находящимся в картере на нагнетательной линии масляного насоса, или устраняют неисправности.

При нормальном давлении масла через 5—7 с после пуска открывают нагнетательный вентиль, быстро прикрывая затем байпас. Всасывающий вентиль открывают постепенно, не допуская появления влажного хода и стука в компрессоре. При этом наблюдают также, чтобы давление нагнетания и сила тока не превышали обычных для данной установки значений. При указанных отклонениях всасывающий вентиль закрывают и затем медленно снова его открывают.

После пуска компрессора открывают регулирующий вентиль и регулируют подачу жидкости в испаритель. Время пуска записывают в рабочий журнал и проверяют режим работы компрессора и всей установки. Температура нагнетания, перегрева на всасывании должна соответствовать оптимальному режиму. В компрессоре не должно быть стуков. Работу сальника считают нормальной, если утечка масла не более 1 капли за 3 мин. Не должно быть пропусков аммиака из нагнетательной полости во всасывающую через предохранительный клапан и байпасный вентиль (соединительные трубки при этом становятся горячими).

Останавливают машину в обратном порядке: закрывают регулирующий вентиль (снижая уровень в испарителе, что облегчает последующий пуск), закрывают всасывающий вентиль и, когда давление в картере снизится до нуля (по манометру), отключают электродвигатель. Быстро закрывают нагнетательный вентиль и закрывают подачу воды в рубашку компрессора. Если не работают и другие компрессоры, то прекращают подачу воды на конденсатор. Рассольный насос останавливают лишь через некоторое время, когда температура рассола приблизится к температуре в камерах. Время остановки записывают в журнал, а на вентилях компрессора вывешивают таблички «Вентиль закрыт».

Для пуска двухступенчатой машины сначала включают компрессор верхней ступени, и лишь когда давление в промежуточном сосуде снизится до нормального значения, включают компрессор нижней ступени и регулируют подачу жидкости в испаритель и промежуточный сосуд. Пуск каждого компрессора осуществляют так же, как описано выше. Машину останавливают в обратном порядке. Если остановку производят в холодное время года, то из охлаждающих рубашек компрессора, конденсатора и трубопроводов выпускают воду.

Пуск крупных фреоновых компрессоров несколько иной, чем аммиачных. Во время стоянки фреонового компрессора давление в картере растет и количество фреона, растворенного в масле, увеличи-

ваются. При пуске с закрытым всасывающим вентилем давление в камере резко падает, пары фреона бурно выделяются из масла и вспенивают его. При этом происходит выброс масла из картера и срыв работы масляного насоса. Компрессор приходится останавливать. Поэтому пуск фреоновых компрессоров после длительной остановки следует производить с открытыми нагнетательным, всасывающим вентилями, а также вентилем байпаса. Байпас обеспечивает не только разгрузку во время разгона, но и прогрев масла. Через 20—30 мин, когда масло нагреется, фреон из него выходит, так как растворимость его в масле с повышением температуры резко падает. Затем постепенно закрывают байпас, вводя компрессор в рабочий режим.

Остановка компрессора в автоматизированных машинах осуществляется при открытых всасывающем и нагнетательном вентилях. Если при этом у компрессора нет устройства для разгрузки, то мощность, необходимая для преодоления инерции движущихся частей, пока частота вращения не достигнет номинального значения, складывается с мощностью сжатия пара. Для преодоления суммарной пусковой мощности приходится устанавливать электродвигатели с запасом мощности и с большим пусковым моментом; что для крупных компрессоров уже становится целесообразным. При недостаточном пусковом моменте приходится ставить электромагнитный клапан на линии байпаса, который закрывается через 5—7 с после пуска (когда компрессор достигнет максимальной частоты вращения). При автоматическом пуске крупных фреоновых компрессоров, чтобы не увеличивать продолжительности пуска, иногда применяют электрообогрев картера, который включается на период стоянки компрессора.

Пуск и обслуживание насосов. На крупных установках водяные центробежные насосы приходится иногда располагать выше уровня забираемой жидкости. Вода во всасывающей линии при стоянке насоса стремится слиться вниз (обратный клапан на всасывании часто не обеспечивает достаточной плотности), создавая перед насосом вакуум, а при неплотностях — воздушную пробку. При включении насос работает неудовлетворительно. Поэтому перед пуском в насос и всасывающий трубопровод заливают жидкость через пробку на корпусе. В крупные насосы воду подают из водопровода. Всасывающий трубопровод должен иметь уклон в сторону насоса, чтобы при заливке не создавалась воздушная пробка. Иногда в верхней точке всасывающего трубопровода делают кран для выпуска воздуха.

В рассольных и аммиачных системах насосы располагают ниже места забора (под заливом), так что на всасывании создается подпор жидкости, обеспечивающий устойчивую работу, и заливка жидкости перед пуском не требуется. Для небольших насосов (мощностью 3—5 кВт) обычно используют электродвигатели с большим запасом мощности. Поэтому специальной разгрузки при пуске не требуется. Крупные центробежные насосы включают с разгрузкой. Для этого закрывают задвижку на нагнетательной стороне, включают двигатель, проверяют направление вращения и затем задвижку посте-

пенно открывают. При закрытой задвижке мощность была минимальной. С увеличением производительности насоса потребляемая мощность растёт.

Во время работы насоса следят, чтобы разность давлений по нагнетательному и всасывающему манометрам не была ниже требуемой для нормальной подачи. Стрелка амперметра не должна давать больших колебаний, которые указывают на наличие воздуха в системе или механические неполадки. Следят, чтобы не было утечек жидкости через сальник насоса, разъёмные соединения и сальники запорной арматуры. Периодически (1 раз в месяц) заменяют масло в подшипниках.

Проверка герметичности аммиачной системы. При эксплуатации аммиачных установок необходимо периодически проверять плотность системы. Для этого используют специальные индикаторы (см. § 2 гл. 3). При утечке аммиака индикатор, предварительно смоченный водой, краснеет. После прекращения действия аммиака он снова принимает желтую окраску.

Неплотности в конденсаторе и испарителе приводят к проникновению аммиака в воду или рассол. Поэтому не реже 1 раза в месяц воду и рассол проверяют на присутствие в них аммиака [8, приложение 12]. При устранении неплотностей подтягиванием гаек необходимо предварительно удалить аммиак с этого участка. Категорически запрещается сварка сосудов, в которых имеются следы аммиака или масла, так как может произойти взрыв.

Добавление аммиака в систему. Добавление аммиака из баллонов производят во время работы компрессора. Баллон взвешивают, записывают его массу и укладывают на наклонную подставку (вентилем вниз). Снимают колпак и осторожно отвертывают заглушку. Приоткрыв и быстро закрыв вентиль, убеждаются в наличии аммиака в баллоне и в исправности вентиля. Баллон присоединяют к наполнительному вентилю резиновым шлангом, испытанным давлением $20 \cdot 10^5$ Па, или стальной трубкой.

Запорный вентиль на выходе из ресивера закрывают, а регулирующий вентиль оставляют открытым. При открытии зарядного вентиля и вентиля на баллоне аммиак через регулирующий вентиль поступает в испаритель и отсасывается компрессором. При полном опорожнении баллона нижняя его часть (около вентиля) покрывается инеем. Для отсоединения баллона закрывают вентиль на баллоне и зарядный вентиль. Ставят на место заглушку и колпак и взвешивают баллон, записывая массу тары и количество заряженного аммиака. На крупных холодильниках иногда систему заряжают аммиаком прямо из железнодорожных цистерн согласно инструкции [8, приложение 10]. При заполнении системы аммиаком необходимо иметь противогаз и резиновые перчатки, запрещается подогревать баллоны, нельзя ремонтировать неисправные баллоны с аммиаком с надписью «Полный». Такой баллон возвращают на завод.

Добавление и выпуск масла из системы. Скорость снижения уровня масла в картере зависит от количества масла, увлекаемого компрессором в нагнетательный трубопровод. В установках с автоматиче-

ским возвратом масла из маслоотделителя в картер скорость снижения уровня уменьшается в 3—4 раза. Масло добавляют во время работы компрессора, для чего к дополнительному вентилю присоединяют шланг, второй конец которого опускают в ведро с маслом, имеющее решетку на дне. Прекращают подачу хладагента в испаритель, прикрывают всасывающий вентиль, чтобы создать в картере вакуум, и, открывая масляный вентиль, заполняют картер маслом до верхней отметки на стекле. Затем закрывают подачу масла, открывают всасывающий вентиль и возобновляют питание испарителя. На крупных холодильниках применяют схему централизованного заполнения маслом с помощью шестеренного насоса. Два—три раза в месяц необходимо выпускать масло из испарителя. Полностью аппараты очищают от масла продувкой сжатым воздухом при разборке их во время ремонта.

Масло из системы выпускают под давлением всасывания. Для этого масло из маслоотделителя сначала перепускают в маслосборник, отсасывают из него пары аммиака и только затем выпускают его в ведро с водой, в которой растворяются оставшиеся пары аммиака. Из испарителя масло выпускают лишь после его отепления. Для этого испаритель просто отключают на время или подают в него горячие пары аммиака с нагнетательной стороны компрессора. При выпуске масла пользуются противоголозом, резиновыми перчатками, при этом должна работать вытяжная вентиляция. На крупных холодильниках отработанное масло регенерируют и при заливке смешивают со свежим.

Удаление воздуха из системы. Во время эксплуатации в систему иногда попадает воздух: при вскрытии отдельных узлов, при работе на вакуум (для аммиака при t_0 ниже $-34,4^\circ\text{C}$) через неплотности в системе.

Воздух скапливается в конденсаторе и ресивере, так как жидкий хладагент в ресивере образует гидравлический затвор и не пропускает воздуха в испаритель. Высокое давление в конденсаторе снижает производительность компрессора, увеличивает потребляемую мощность и создает опасные условия для работы. Поэтому следует по возможности не допускать воздух в систему, а при появлении его своевременно удалять.

На установках, не имеющих воздухоотделителей, воздух выпускают при стоянке компрессора. На конденсатор подают охлаждающую воду и через шланг, присоединенный к верхней точке конденсатора, выпускают воздух в сосуд с водой. Когда из воды начнут выходить мелкие пузыри и будет слышно потрескивание, что указывает на растворение в воде аммиака (вода быстро нагревается), выпуск воздуха прекращают. Этот способ выпуска воздуха связан со значительными потерями хладагента. Поэтому на крупных установках применяют воздухоотделители, в которых смесь воздуха с парами аммиака охлаждается за счет кипения жидкого аммиака под давлением всасывания. Аммиак при охлаждении конденсируется и перепускается в ресивер, а в оставшейся паровоздушной смеси содержится уже очень небольшой процент аммиака.

Место забора воздуха должно находиться вдали от входа аммиака в конденсатор. При наличии ресивера воздух удаляют из ресивера. По мере накопления воздуха давление растет, и подается команда на выпуск воздуха. Когда часть воздуха выпущена, давление падает, клапан закрывается и выпуск воздуха прекращается. Подача жидкого агента в охлаждающий змеевик регулируется с помощью ТРВ или регулятором уровня.

Обслуживание рассольной системы. Особенности обслуживания рассольной системы можно рассмотреть на примере закрытой схемы (рис. 150). Равномерное распределение рассола по этажам достигается здесь вследствие того, что утепленный в батареях рассол сначала поднимается и лишь затем идет к насосу. В результате этого суммарное сопротивление напорного и обратного трубопроводов одинаково для всех этажей. Распределение рассола по батареям регулируют при закрытии задвижек. В каждой камере имеется реле температуры, которое при достижении требуемой температуры отключает соленоидный вентиль на линии подачи рассола в эту камеру. При обслуживании необходимо лишь периодически (1 раз в месяц) проверять соленоидный

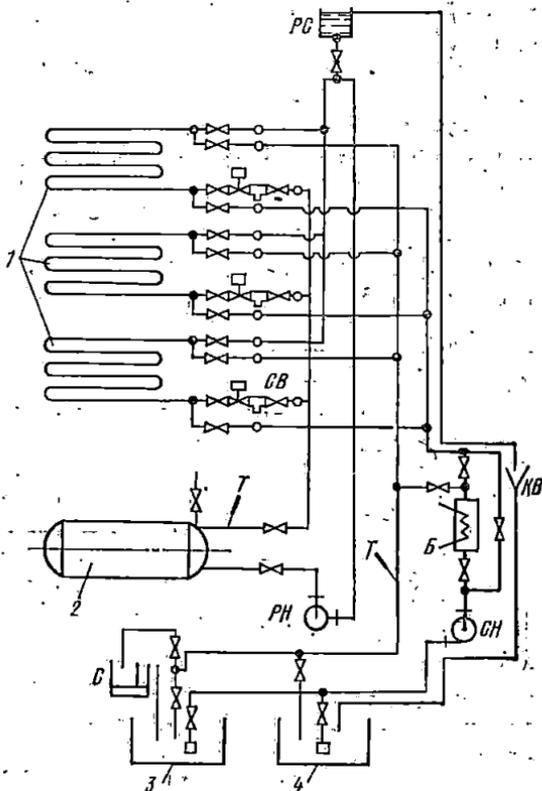


Рис. 150. Схема трехтрубной рассольной системы закрытого типа:

1 — батареи; 2 — испаритель; 3 — бак теплого рассола; 4 — бак холодного рассола; CB — соленоидный вентиль; PC — расширительный сосуд; KB — контрольная воронка; Б — бойлер; Т — термометр; PH и CH — рабочий и служебный насосы; С — солеконцентратор

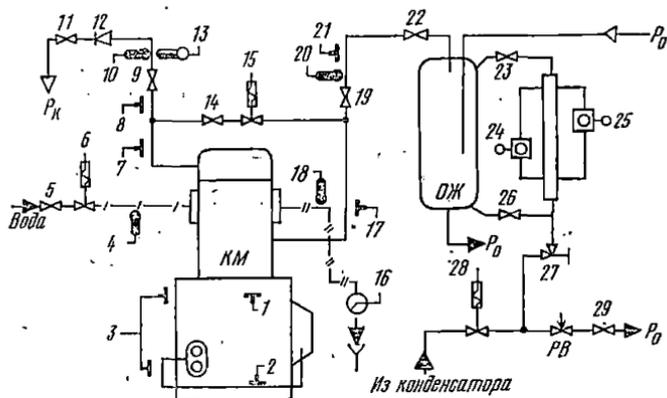
вентиль и очищать установленный перед ним фильтр. Заполнение системы контролируют по уровню рассола в расширительном баке, добавляя при необходимости рассол в систему с помощью служебного насоса. Снеговую «шубу» удаляют периодически теплым рассолом. Перед оттаиванием рассол из теплого бака служебным насосом прогоняют через бойлер и снова сливают в бак. Когда температура рассола достигает 40—50 °С, батареи отключают от холодных магистралей, сливают из них холодный рассол во второй бак и служебным насосом подают в них теплый рассол. После уда-

ления снеговой «шубы» теплый рассол из батарей сливают в первый бак и подают в них слитый ранее холодный рассол.

Коррозия — основной бич рассольных систем. Если не принимать специальных мер, то уже через 5—10 лет из-за коррозии приходится заменять испаритель и рассольные батареи. Одной из основных причин, значительно влияющих на увеличение коррозии, является наличие кислой среды в рассолах. Для увеличения щелочности рассола в него добавляют гашеную известь $\text{Ca}(\text{OH})_2$ или каустическую соду NaOH , чтобы концентрация водородных ионов рН была 9,5—10. Для определения рН существуют различные методы. Наиболее простой основан на сравнении цвета пробы рассола, в который добавлен

Рис. 151. Схем а контроля приборов защиты одноступенчатого аммиачного компрессора:

1, 2, 7, 17 — манометры; 3 — реле контроля смазки; 4, 10, 18, 20 — термометры; 5, 9, 11, 14, 19, 22, 23, 26, 27, 29 — запорные вентили; 6, 15, 28 — солеонидные вентили; 8 — датчик высокого давления; 12 — обратный клапан; 13 — реле температуры; 16 — реле проточка воды; 21 — датчик низкого давления; 24, 25 — реле уровня



индикатор, с окраской эталона рН. Наряду с этим для уменьшения коррозии в рассол добавляют специальные вещества (пассиваторы), снижающие скорость коррозии. Указанные меры примерно в два раза увеличивают срок службы рассольной системы.

Проверка контрольных приборов защиты. Два раза в год механик должен проверять все манометры по контрольному. Манометр заменяют, если у него разбито стекло или если при отключении стрелки не возвращаются в нулевое положение (допустимое отклонение — не более половины цены деления). Пружинные предохранительные клапаны должны быть испытаны установленным для них давлением и запломбированы. На каждый предохранительный клапан нужно иметь по одной запасной пружине. Проверяют их не реже одного раза в год. После испытания механик холодильной установки составляет соответствующий акт.

На нерабочей части ломающейся пластины должно стоять клеймо завода-изготовителя с указанием разности давлений, при которой она ломается. Применение самодельных пластинок, а также установка двух или более пластинок воспрещается. На каждый компрессор необходимо иметь не менее шести запасных пластинок.

Для надежной работы приборов защиты необходима их периодическая проверка. Реле и регуляторы уровня следует проверять каж-

дые 10 дней. Реле давления, температуры, контроля смазки, потока воды — один раз в месяц. Соленоидные вентили, обратные клапаны, термометры сопротивления (от логометра или машины АМУР) — один раз в квартал. Для проверки приборов защиты (рис. 151) искусственно 2—3 раза создают опасный режим, при этом прибор должен четко срабатывать. Для проверки реле давления 21 прикрывают вентиль 22 на всасывающем коллекторе. Реле давления (Д220А-13) должно остановить компрессор, когда давление на $0,5 \cdot 10^5$ Па ниже рабочего p_0 . Для проверки датчика высокого давления 8 (от этого же реле давления) закрывают подачу воды на конденсатор, давление нагнетания растет, и при $(13 \div 14) \cdot 10^5$ Па (по манометру 7) реле давления должно сработать.

Реле температуры 13 (ТР-ОМ5-09), которое должно отключать компрессор при температуре нагнетания 120—125 °С, проверяют постепенным открытием вентиля 14 (на линии байпаса). Соленоидный вентиль 15 при этом принудительно открывают. Реле контроля смазки 3 (РКС-ОМ5-01А-2) проверяют открытием байпасирующего вентиля масляного насоса. Когда разность между давлением нагнетания насоса и в картере станет менее $(1,5 \div 2) \cdot 10^6$ Па, реле контроля смазки должно сработать. Разность давлений контролируют манометрами 1 и 2. Для проверки реле протока воды 16 достаточно закрыть вентиль 5. Реле уровня 24 и 25, установленные для защиты компрессора от влажного хода, проверяют наполнением колонки жидким аммиаком через вентиль 27, предварительно закрыв вентили 26 и 29. При повышении уровня реле должны поочередно срабатывать.

Правильная эксплуатация установок позволяет значительно увеличить межремонтный период и уменьшить число аварийных отказов во время работы.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Нарисуйте схему фреоновой (R12) установки с рассольным охлаждением и проставьте оптимальные значения температур и давлений при $t_{\text{кам}} = 0$ °С и $t_{\text{вд1}} = = 22$ °С. Питание конденсатора от городской сети.

2. Перечислите причины слишком высокого давления в испарителе; слишком высокого давления в конденсаторе.

3. Как производится дозарядка системы маслом? Удаление воздуха из системы?

4. Как произвести осушку системы?

5. Каков порядок пуска крупных компрессоров, имеющих байпасы?

6. Как добавляют аммиак в систему?

7. Как произвести выпуск масла из аммиачной установки?

Глава 14. РЕМОНТ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

§ 1. ВИДЫ И ОРГАНИЗАЦИЯ РЕМОНТА

Износ оборудования. При нормальной эксплуатации холодильных машин вследствие трения деталей и их коррозии возникает износ. Зазоры между трущимися деталями постепенно увеличиваются и при определенных критических значениях появляется стук в машине. Возникают большие ударные нагрузки, и машина быстро

ходит из строя. Скорость износа зависит от качества выбранных материалов, точности их обработки (величины начальных зазоров, чистоты поверхности), от правильной эксплуатации (работа без перегрузок, своевременная смазка, смена масла и т. д.). На основании расчетов и опыта эксплуатации можно примерно определить длительность работы машины до наступления критических износов. Если наметить и провести ремонтные работы до наступления критических износов, то машина сможет проработать еще много лет до следующего планового ремонта.

Объем ремонтных работ. В зависимости от трудоемкости для средних и крупных машин различают малый (текущий), средний и капитальный ремонт.

Малый ремонт предусматривает частичную разборку компрессора с заменой быстроизнашивающихся деталей и устранение малых дефектов. Например, замену пластин и пружин клапанов компрессора; перетяжку шатунных болтов; замену трущихся колец сальника вала; ремонт запорной арматуры; зачистку рисок шатунных шеек коленчатого вала; устранение неплотностей в соединениях; очистку конденсаторов; разборку и тарировку предохранительного клапана; проверку и при необходимости замену приборов автоматики.

Средний ремонт производится с полной разборкой компрессора. В него входят все работы малого ремонта, но добавляется замена отдельных деталей (шатунных поршневых колец, пальцев, поршней, подшипников качения и др.); перезаливка подшипников баббитом; восстановление отдельных деталей и узлов; выверка и регулирование мертвых объемов и высоты подъема пластин клапанов; очистка водяной рубашки компрессора и др.

Капитальный ремонт кроме работ среднего ремонта включает замену гильз цилиндров, расточку гильз или цилиндров под ремонтные размеры, ремонт или замену коленчатого вала. В кожухотрубных аппаратах — замену более 25 % теплообменных трубок. К агрегатам, прошедшим капитальный ремонт, предъявляются те же требования, что и к новым. Для малых машин ремонт в условиях мастерских считают капитальным.

Организация ремонта. Малые, иногда и средние машины обслуживаются специализированными ремонтно-монтажными комбинатами, которые проводят на объектах техническое обслуживание и малый (текущий) ремонт, а также устраняют отказы по вызову, возникшие в межремонтный период. Если при плановом посещении или аварийном вызове механик устанавливает необходимость в среднем или капитальном ремонте, то составляют дефектный акт и направляют машину в ремонтные мастерские комбината.

К дефектам, требующим отправки в ремонт (неустранимым на объекте), относятся: стук в шатунно-поршневой группе, снижение производительности из-за износа цилиндров (а для терметичного компрессора — по любой причине; поломка клапана, выход из строя двигателя и др.), перегрев компрессора из-за нарушения системы смазки, течь в пайке или сварке испарителя, ресивера, конденсатора, загрязнение конденсатора водяным камнем.

При отправке агрегата в ремонт комбинаты (согласно договорам с заказчиками) устанавливают взамен вышедшего из строя агрегат обменного фонда. При обезличенном ремонте отремонтированный агрегат на данный объект уже не возвращается (как и при гарантийном ремонте заводами-изготовителями). На крупных установках средний и капитальный ремонты производятся на объектах (в компрессорных цехах), где имеются необходимые условия: инструменты, приспособления, грузоподъемные механизмы. При капитальном ремонте компрессор снимают с фундамента.

Сроки ремонтных работ определяются графиком *планово-предупредительного ремонта* (ППР). Согласно графикам ремонтный цикл (E) — период между двумя капитальными ремонтами — составляет примерно 24 000—30 000 ч. Учитывая, что средняя наработка в год составляет от 3000 до 5000 ч, ремонтный цикл равняется 6—8 лет. У фреоновых машин износ цилиндров происходит значительно медленнее, чем у аммиачных (лучше условия смазки); поэтому ремонтный цикл может быть увеличен до 10—12 лет. В середине ремонтного цикла обычно планируют один средний ремонт (C), а между средним и капитальным (K) — один-два малых ремонта (M) и несколько осмотров (O). Интервал между осмотрами — 1500—2000 ч работы.

Плановый ремонт значительно уменьшает выход из строя машин. Однако из-за скрытых дефектов и неправильной эксплуатации возможны отказы в межремонтный период. Ремонт, связанный с устранением внезапных отказов, называют *аварийным ремонтом*. По объему работ он также может быть малым, средним и капитальным. По малым фреоновым машинам на каждые 100 машин в течение года приходится 50—100 отказов (вызовов). Из них 5—10 машин поступают в мастерские для капитального ремонта.

§ 2. ТОЧНОСТЬ И ЧИСТОТА ОБРАБОТКИ

Отклонение и допуск. На основании расчетов, опыта эксплуатации и возможной точности изготовления детали конструктор указывает на чертежах размеры деталей (их называют номинальными), обозначает допустимые при изготовлении предельные отклонения от номинальных размеров и требуемую чистоту обработки поверхности. Например, размер $50_{+0,04}^{+0,02}$ означает: наибольший предельный размер D_{\max} (d_{\max})* = 50,04 мм; наименьший предельный размер D_{\min} (d_{\min}) = 50,02 мм (детали с фактическим размером 50,05 или 50,01 мм выходят за предельные размеры и отбраковываются).

Верхнее предельно допустимое отклонение

$$ES (es)^* = D_{\max} - D = 50,04 - 50 = 0,04 \text{ мм.}$$

Нижнее отклонение

$$EI (ei)^* = D_{\min} - D = 50,02 - 50 = 0,02 \text{ мм.}$$

В стандартных таблицах по допускам и посадкам приводятся значения отклонений не в миллиметрах, а в микрометрах (мкм): 1 мкм = 0,001 мм.

* Прописные буквы (D , ES) — для отверстий, строчные (d , es) — для валов.

Разность наибольшего и наименьшего предельного размера называют *допуском* (T). Допуск на изготовление равен алгебраической разности верхнего и нижнего отклонений: $TD = ES - EI$ (для вала $Td = es - ei$). Для нашего примера $TD = 0,04 - 0,02 = 0,02$ мм.

Посадки. При соединении двух деталей (например, отверстия и валика) между ними может оказаться *зазор* (S), если диаметр отверстия D больше, чем диаметр вала d (рис. 152, а):

$$S = D - d.$$

Если же до сборки диаметр отверстия меньше диаметра вала, то соединение их происходит с натягом: вал запрессовывают в отверстие или отверстие предварительно нагревают. *Натягом* (N) называют разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер отверстия меньше размера вала: $N = d - D$ (рис. 152, б). Характер соединения деталей, определяемый величиной получающихся в нем зазоров или натягов, называют *посадкой*.

Рис. 152. Посадки с зазором (а) и с натягом (б)

Величина зазора или натяга сопрягаемых деталей определяется значением допуска (табл. 38) и расположением полей допусков (табл. 39). За основную деталь обычно принимают отверстие, а характер посадки определяется допуском на изготовление вала (он проще обрабатывается, чем отверстие). Такую систему образования посадок называют системой отверстия (иногда применяют и систему вала). Величина допуска определяется требуемой точностью и зависит от размера детали. В стандарте ЕСДП СЭВ (СТ СЭВ 177—75) по степени требуемой точности допуски разбиты на 19 квалитетов. Для концевых мер длины, калибров и особо точных размеров служат квалитеты 01, 0, 1, 2, 3 и 4. Для сопрягаемых размеров, где используют посадки, служат квалитеты 5 ... 13, для неответственных размеров и припусков — 14 ... 17. Квалитеты 6 и 7 соответствуют 1-му и 2-му классам точности по прежнему ОСТу, а 14 ... 17 соответствуют 7 ... 10-му классам.

Таблица 38

Интервалы размеров, мм	Значения допуска сопрягаемых размеров (TD, Td) в мкм для квалитетов								
	5	6	7	8	9	10	11	12	13
10,1—18	8	11	18	27	43	70	110	180	270
18,1—30	9	13	21	33	52	84	130	210	330
30,1—50	11	16	25	39	62	100	160	250	390
50,1—80	13	19	30	46	74	120	190	300	460
80,1—120	15	22	35	54	87	140	220	350	540
120,1—180	18	25	40	63	100	160	250	400	630
180,1—250	20	29	46	72	115	185	290	460	720

Интервалы размеров, мм	Основные отклонения полей допусков для валов, мкм										
	верхние отклонения ($-es$)					нижние отклонения ($+ei$)					
	с зазором					переходные		с натягом			
	d	e'	f	g	h	j_s	k	h	p	r	s
10,1—18	50	32	16	6	0	Предельные	0	12	18	23	28
18,1—30	65	40	20	7	0	отклонения	0	15	22	28	35
30,1—50	80	50	25	9	0	$= \pm Td (Td$	0	17	26	34	43
50,1—80	100	60	30	10	0	см. табл. 38)	0	20	32	42*	54*
80,1—120	120	72	36	12	0		0	23	37	52*	75*
120,1—180	145	85	43	14	0		0	27	43	65*	100*
180,1—250	170	100	50	15	0		0	31	50	80*	130*

* В стандарте СЭВ 145—75 эти интервалы разбиты на два и указаны основные отклонения для r и s по каждому интервалу, а не средние; а для размеров свыше 120 мм интервалы разбиты на три группы.

Поле допуска определяется допустимыми отклонениями от номинального размера. За *основное отклонение* принимают отклонение, близкое к номинальному размеру, который на графиках допусков изображен нулевой линией. По степени удаленности от нулевой линии основного отклонения поля допуска разбиты на группы, обозначаемые одной или двумя буквами латинского алфавита (строчные — для валов и прописные — для отверстий). Поля допусков для валов от a до h лежат ниже нулевой линии, j_s симметрично и от k до zc — выше нулевой линии. Для группы h (и k в интервалах до 3 мм и свыше 7 мм) основные отклонения совпадают с нулевой линией. Аналогично построены отклонения и для отверстий, но значение основных отклонений имеет обратный знак по сравнению с валом.

Неосновное отклонение поля допуска (более удаленное от нулевой линии) определяется как сумма модуля основного отклонения (по табл. 39) и величины допуска (по табл. 38). При определении посадки в системе отверстия расположение допуска на отверстие принимают по группе H : минимальное отверстие совпадает с номинальным диаметром, а максимальное больше него на величину допуска, значение которого в зависимости от качества определяют по табл. 38. При этом посадка определяется полем допуска вала.

Посадки с валами от a до h гарантируют в соединении зазор.

Минимальный зазор S_{\min} равен наименьшему отверстию минус наибольший вал: $D_{\min} - d_{\max}$.

Максимальный зазор S_{\max} равен разности наибольшего отверстия и наименьшего вала: $S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}$.

Для подвижных посадок (с гарантированным зазором) СТ СЭВ 145—75 рекомендует посадки

H7/e8, H7/f7, H7/g6, H7/h6;

H8/d9, H8/e8, H8/h7, H8/h8;

H9/d9, H11/d11, H11/h11.

Эти посадки примерно соответствуют ОСТовским посадкам Ш — широкоходовая; Х — ходовая, Л — легкоходовая и С — скользящая (к последней относятся посадки Н/н) с классом точности 2, 2а, 3 и 4.

Для примера рассмотрим посадку $\varnothing 60$ Н7/г6 (рис. 153).

Допуск на отверстие Н7 для диаметра 60 мм по табл. 38 равен $TD = 30$ мкм. Размер отверстия можно записать так: $\varnothing 60$ Н7, или $\varnothing 60_0^{+30}$, или $\varnothing 60_0^{+0,03}$ (ноль иногда не пишут).

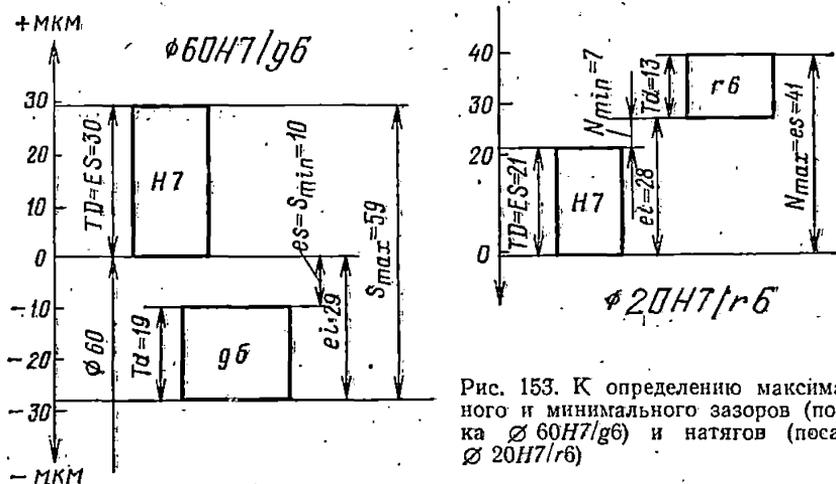


Рис. 153. К определению максимального и минимального зазоров (посадка $\varnothing 60$ Н7/г6) и натягов (посадка $\varnothing 20$ Н7/р6)

Верхнее отклонение вала от квалитета не зависит и определяется по табл. 39; для группы g и диаметра 60 мм — $es = -10$ мкм = $-0,01$ мм. Величина допуска для квалитета 6 и диаметра 60 мм по табл. 38: $Td = 19$ мкм = $0,019$ мм.

Нижнее отклонение вала $ei = es - Td = -10 - 19 = -29$ мкм = $-0,029$ мм.

Размер вала можно записать так:

$$\varnothing 60g_6, \text{ или } \varnothing 60_{-0,029}^{-10}, \text{ или } \varnothing 60_{-0,029}^{-0,019}.$$

Минимальный зазор:

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es = 0 - (-10) = 10 \text{ мкм},$$

где EI — нижнее отклонение отверстия; es — верхнее отклонение вала.

Максимальный зазор:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei = 30 - (-29) = 59 \text{ мкм},$$

где ES — верхнее отклонение отверстия, равное допуску TD; ei — нижнее отклонение вала.

Для посадок с натягом предпочтительными являются: Н7/р6, Н7/р6 и Н7/с6, примерно соответствующие ОСТовским прессовым посадкам.

Рассмотрим посадку $\varnothing 20$ Н7/р6 (см. рис. 156). Допуск на отверстие Н7 диаметра 20 мм по табл. 38 равен $TD = 21$ мкм. Размер отверстия:

$$\varnothing 20 \text{ Н7} = \varnothing 20_0^{+21} = \varnothing 20_0^{+0,021}.$$

Нижнее (основное) отклонение вала для группы r в интервале 18—30 мм $ei = 28$ мкм. Величина допуска Td для качества 6 в интервале 18—30 мм по табл. 38 равна 13 мкм.

Верхнее отклонение $es = ei + Td = 28 + 13 = 41$ мкм.

Размер вала;

$$\varnothing 20 r 6 = 20^{+0.11}_{-0.28} = 20^{+0.041}_{-0.028}$$

Минимальный натяг;

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = ei - ES = 28 - 21 = 7 \text{ мкм.}$$

Максимальный натяг:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI = 41 - 0 = 41 \text{ мкм.}$$

При переходных посадках может оказаться в соединении зазор или натяг.

Максимальный зазор:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei.$$

Максимальный натяг:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI.$$

Предпочтительными переходными посадками являются: $H7/j_6$, $H7/k_6$, $H7/n_6$.

Селективная сборка. Для уменьшения допусков на зазоры (или натяги) без повышения точности обработки деталей применяют селективную сборку. Детали с отверстием сортируют, например, на три группы: большие, средние и малые. Аналогично сортируют и валы. Сборку производят по группам: большие отверстия с большими валами; средние отверстия со средними валами и малые отверстия с малыми валами. Селективная сборка позволяет уменьшить допуск на зазор в 2—3 раза, не повышая точности обработки.

Для примера на рис. 156 отверстия $H7$ можно разбить на три группы; I — от 21 до 30, II — от 11 до 20, III — от 0 до 11. И валы: I — от —10 до —16, II — от —17 до —23, III — от —24 до —29.

Тогда

В I группе $S_{\min} = 31$; $S_{\max} = 46$

Во II группе $S_{\min} = 28$; $S_{\max} = 43$

В III группе $S_{\min} = 24$; $S_{\max} = 40$

Без селективной сборки $S_{\min} = 10$, $S_{\max} = 59$.

Допуск на зазор

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = 59 - 10 = 49 \text{ мкм,}$$

а при селективной сборке $TS = 15 \div 16$ мкм, т. е. в три раза меньше.

Способы обработки и чистота поверхности. Ни один из способов обработки деталей не может обеспечить абсолютно гладкой поверхности. Чистота поверхности, т. е. степень ее шероховатости, определяется средней высотой микронеровностей (разность между высотой гребешка и соседней впадины). Для этого на определенной длине, называемой базовой, для классов 6 ... 12 определяется высота всех

гребешков и всех впадин и подсчитывается их среднеарифметическая разность R_a . Для остальных классов подсчитывают среднее расстояние между пятью наибольшими выступами и пятью наименьшими впадинами, т. е. определяется наихудший показатель высоты микронеровностей R_z . Всего установлено 14 классов чистоты поверхности. Наиболее чистая поверхность получается при обработке ее по 14-му классу.

Для определения чистоты поверхности обработанной детали обычно имеется специальный набор образцов, и, сравнивая внешний вид детали с образцом, можно определить, какому классу чистоты соответствует обработка ее поверхности. Имеются и специальные приборы, которые позволяют замерить высоту неровностей и отнести поверхность к тому или иному классу чистоты. По ГОСТ 2789—59 шероховатость поверхности обозначали на чертежах треугольником с указанием класса ($\nabla 1$ — $\nabla 14$). По ГОСТ 2789—73 вместо класса указывают максимально допустимый предел микронеровностей R_z или R_a (табл. 40).

Таблица 40

Класс шероховатости	Средняя высота микронеровностей		Базовая длина, мм	Класс шероховатости	Средняя высота микронеровностей,		Базовая длина, мм	
	критерии	значение, мкм			критерии	значение, мкм		
1	R_z	От 320 до 160	8	9	R_a	От 0,32 до 0,16	0,25	
2	R_z	От 160 до 80		10	R_a	От 0,16 до 0,08		
3	R_z	От 80 до 40		11	R_a	От 0,08 до 0,04		
4	R_z	От 40 до 20		12	R_a	От 0,04 до 0,02		
5	R_z	От 20 до 10	2,5	13	R_z	От 0,01 до 0,05		0,08
6	R_a	От 2,5 до 1,25	14	R_z	От 0,05 до 0,025			
7	R_a	От 1,25 до 0,63	∞	Определяется выбором материала детали				
8	R_a	От 0,63 до 0,32	0,8					

Для указания вида обработки пользуются условными обозначениями:

- а) вид обработки конструктором не предопределяется 
- б) требуется обработка с удалением слоя материала 
- в) необходимо подобрать материал нужной шероховатости без обработки 

Требования к шероховатости указывают одним из условных обозначений с цифрой над обозначением. Для классов 6 ... 12 цифра означает среднюю разность микронеровностей (букву R_a перед цифрой не ставят). Для классов 1 ... 5, 13 и 14 указывают среднемаксимальную высоту микронеровностей. Например, для 5-го класса над треугольником ставят R_{z20} .

Требуемую чистоту наружной поверхности можно получить только при правильно выбранном способе обработки детали. Так, например, обтачивание на токарном станке или фрезерование могут дать чистоту не выше 6-го класса, 7—9-е классы могут быть достигнуты шлифованием и грубой притиркой. Более высокие классы чистоты (10—14-й) можно обеспечить тонкой притиркой (доводкой). Притиркой называется обработка поверхности твердыми или мягкими абразивными порошками, которые оказывают механическое и химическое воздействие на материал обрабатываемой детали. Притир представляет собой чугунную плитку, поверхность трения которой насыщена твердым абразивным порошком. При обработке вязких материалов (например, стали) в качестве твердого абразива применяют электрокорунд нормальный и белый или карбид бора, а для притирки хрупких материалов — карборунд черный.

Для предварительной притирки используют порошки зернистостью 100—120 (№ 0, 1, 2, 3), а для чистовой — зернистостью 120—140 (№ 4; 5, 6, 7). Особенно тщательно может быть произведена отделка микropорошками М28—М14. Трущиеся поверхности притира и обрабатываемой детали смачиваются керосином. Тонкая притирка производится мягкими абразивами; венской известью, крокусом или пастами ГОИ. Наиболее грубые пасты (№ 10—20) черно-коричневого цвета, смачиваемые керосином, обычно используют для выведения мелких рисок на поверхности, а средние — темно-зеленые (№ 30—40) и тонкие — светло-зеленые (№ 50—60) для окончательной доводки и придания детали зеркального блеска (V 14). Доводка стальных деталей производится на ровном стекле, смоченном машинным маслом.

§ 3. ПОДГОТОВКА К РЕМОНТУ

Последовательность операций. Поступившие в цех агрегаты проходят все основные стадии ремонта в определенном порядке. Последовательность их указывается в маршрутной карте (табл. 41). Отдельные узлы агрегата (конденсаторы, фильтры, электродвигатели, приборы автоматики) имеют свои маршрутные карты и по мере надобности поступают на сборку агрегата или отправляются на объект как комплектующие изделия вместе с отремонтированным агрегатом или компрессором.

В цехах ремонта фреоновых агрегатов необходимо соблюдать чистоту. Это важное условие высокого качества ремонта.

Куриль и пользоваться открытым пламенем во фреоновых цехах категорически запрещается.

Промывка и разборка агрегата. При поступлении агрегата в цех разборки необходимо удалить из него хладагент. Фреон отсасывают

№, п/п	Основные операции ремонта	
	малых фреоновых агрегатов	компрессоров средней производительности
1	Обдувка, разрядка, промывка и разборка агрегата по узлам	
2	Разборка и промывка компрессора	
3	Дефектация компрессора	
4	Ремонт отдельных узлов и сборка компрессора	
5	Обкатка компрессора и проверка его производительности	
6	Сборка агрегата и проверка герметичности	Проверка герметичности компрессора
7	Вакуумирование и сушка	
8	Зарядка агрегата и обкатка под фреоном	Зарядка агрегата и обкатка с хладагентом на объекте
9	Проверка агрегата на герметичность	
10	Окраска, комплектация и приемка	

через тройник нагнетательного вентиля, конденсируют и собирают в баллоны. Затем баллоны подогревают в ванне до 40—45 °С, и пары поступают в специальный конденсатор, охлаждаемый водой. Полученный жидкий фреон используют для технологических целей (для опрессовки агрегатов, дозарядки стендов и пр.). Для удаления из ресивера масла к тройнику нагнетательного вентиля подают сжатый воздух давлением (2—3) 10⁵ Па и через шланг, прикрепленный к жидкостному вентилю, сливают масло. После удаления фреона и масла с агрегата снимают электродвигатель, ремни, реле давления, заглушают отверстия и подают в ванну для наружной промывки (рис. 154).

Наружная промывка агрегата производится 2 %-ным раствором тракторина или 3 %-ным раствором кальцинированной соды. Раствор нагревают в баке до 70—75 °С и через фильтр *Ф* подают насосом в коллектор *К* с отверстиями 4—5 мм. Агрегат в ванне медленно вращается на поворотном столе (1,5 об/мин) и промывается душем. Раствор стекает в бак. Реле температуры *2PT* периодически включает *ТЭН*, поддерживая требуемую температуру раствора. Реле *1PT* отключает насос при температуре раствора ниже 65 °С. Агрегат промывают 10—15 мин и обдувают сжатым воздухом. После промывки агрегат разбирают на отдельные узлы. Ресивер с конденсатором направляют в аппаратный цех, где полностью промывают и опрессовывают давлением. Неплотности устраняют сваркой. При разборке компрессора ослабляют гайки вентиля, выпуская пары фреона, и сливают масло из картера. Ослабив гайку маховика, сдвигают его съемником, а затем отвинчивают гайку и снимают маховик. Отвинчивают крышки, снимают клапаны, сальник, блок цилиндров и шатунно-поршневую группу, складывая все детали в специальные поддоны с ячейками.

Для снятия маховика, выпрессовки подшипников и втулок применяют специальные съемники (рис. 155). При повороте винта *1*, упирающегося в сухарик *5*, цанговая втулка *2* раздается конусом винта *1*, зацепляется за подшипник *3* и выпрессовывает его из кар-

тера компрессора 4. При разборке средних и крупных компрессоров следует обращать внимание на взаимное положение деталей и делать метки, чтобы облегчить в дальнейшем сборку. При разборке компрессора или механизма новой марки следует подробно записы-

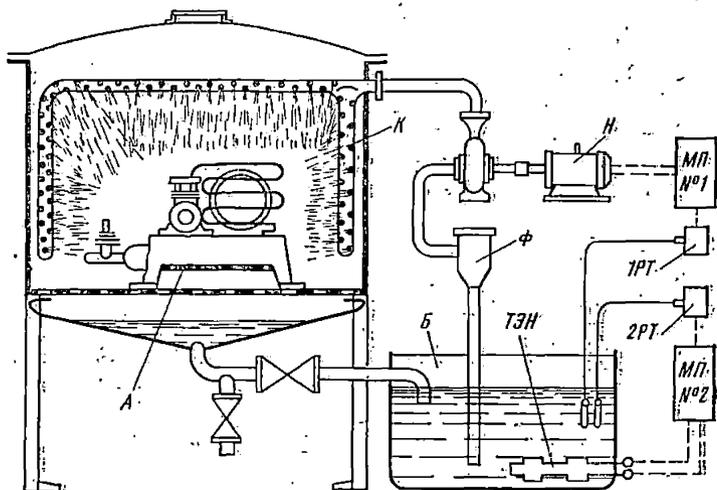


Рис. 154. Схема моечной ванны:

А — агрегат, требующий очистки; К — коллектор; Б — бак со щелочным раствором; Н — насос; Ф — фильтр; 1РТ, 2РТ — реле температуры

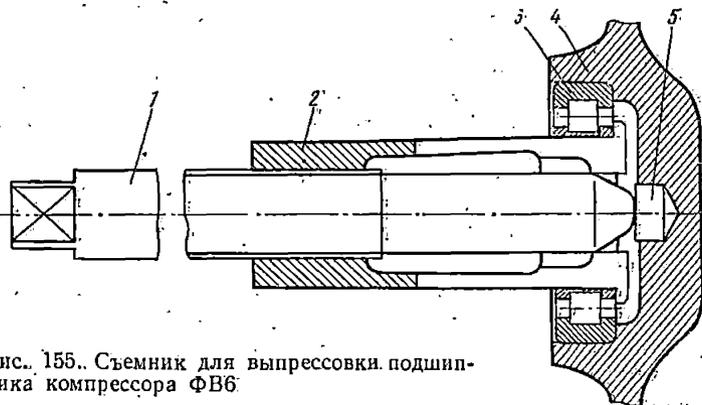


Рис. 155. Съёмник для выпрессовки подшипника компрессора ФВ6

вать порядок операций и взаимное положение деталей. Производя операции в обратном порядке, всегда легко потом правильно собрать компрессор. Детали промывают специальным раствором в моечной ванне, тщательно продувают сжатым воздухом для осушки их и подают на участок дефектации.

Дефектация компрессоров. Ремонт сопрягаемых деталей компрессора производится либо методом индивидуальной подгонки, либо

по методу ремонтных размеров. Оба метода предусматривают, что наиболее сложную и дорогую деталь данного узла обрабатывают для устранения дефектов. Другие детали узла заменяют новыми или восстанавливают по новым размерам основной детали. Например, изношенные шейки коленчатого вала восстанавливают шлифовкой, а по новому диаметру шеек подгоняют коренные и шатунные подшипники.

При *методе индивидуальной подгонки* новые размеры основной детали отличаются от первоначальных на минимальную величину, чтобы в дальнейшем была возможность ее многократного ремонта. Этот метод применяют при единичном ремонте или ремонте малых партий однотипных компрессоров.

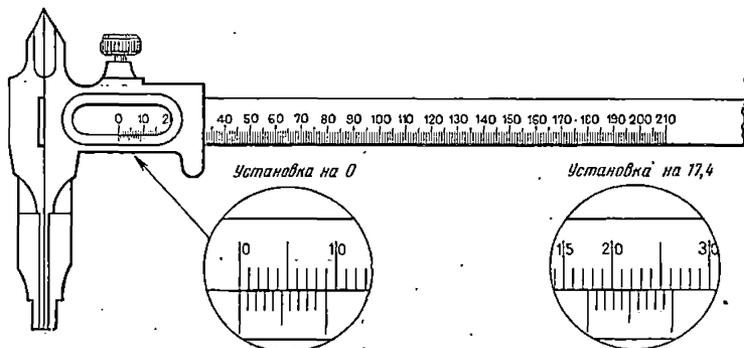


Рис. 156. Штангенциркуль

Если ремонтируют большие партии однотипных компрессоров, то метод индивидуальной подгонки не позволяет наладить массовое восстановление и реставрацию деталей, поэтому в таких случаях применяют *метод ремонтных размеров*. По этому методу основную деталь восстанавливают в заранее определенных размерах, называемых ремонтными, и по этим размерам подбирают остальные детали узла, производство и восстановление которых налаживается массовым способом.

При дефектации необходимо выявить, какие детали вышли за допустимые размеры (имеются технические условия на разбраковку деталей), и решить вопрос о замене их или восстановлении, а также наметить метод их ремонта, указав его в дефектной ведомости. Мелкие детали, имеющие забитую или сорванную резьбу (более двух ниток), заменяют новыми. Незначительное повреждение резьбы устраняется прогонкой резьбонарезным инструментом (метчиком или плашкой). При повреждении резьбы на валу или на другой ответственной детали можно проточить оставшиеся витки и нарезать резьбу меньшего диаметра, если позволяет конструкция и прочность детали, или наварить металл и снова нарезать резьбу. Допустимый износ граней гаек и головок болтов — не более 0,5 мм от номинального размера под ключ. Гайки должны легко наворачиваться по

резьбе и не иметь качки из-за выработки болта. Шпонки не должны иметь качки при установке их в шпоночную канавку. Для замера деталей используют штангенциркули, микрометры, индикаторы, набор щупов, предельные калибры и специальные приспособления.

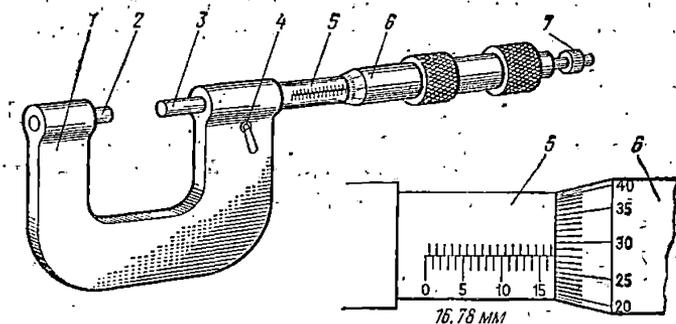


Рис. 157. Гладкий микрометр:

1 — скоба; 2 — пятка; 3 — микрометрический винт; 4 — стопор; 5 — стель; 6 — барабан; 7 — трещотка.

Штангенциркулем (рис. 156) можно измерять детали с точностью до 0,1 мм (имеются штангенциркули с ценой деления 0,05 мм). Десятые доли измеряются при помощи вспомогательной шкалы — нониуса, имеющего 10 делений (рисок). Первая риска указывает количество целых миллиметров по основной шкале. Количество десятых долей миллиметра укажет другая риска нониуса, которая совпадает с делением основной шкалы.

Микрометр (рис. 157) дает точность измерения 0,01 мм. Им измеряют обычно диаметр шейки вала, диаметр ротора, поршневого пальца, ширину поршневого кольца и размеры других деталей, где требуется большая точность. Грубая установка на заданный размер производится барабаном 6. Когда микрометрический винт 3 уже подходит к измеряемой детали, следует перемещать его трещоткой 7, которая создает характерный треск, указывающий на соприкосновение винта 3 с деталью. Цена деления неподвижной горизонтальной шкалы 0,5 мм. Вращающаяся на барабане шкала имеет 50 делений. Риска на шкале барабана, совпавшая с осью горизонтальной шкалы, показывает сотые доли миллиметра.

Индикаторы часового типа, как и микрометры, выпускаются с точностью 0,01 мм. Маленькая стрелка указывает миллиметры, а большая (как у секундомера) — сотые доли миллиметра. Особое приспособление позволяет использовать индикаторы для измерения внутренних диаметров. Замер диаметра цилиндра индикатором-

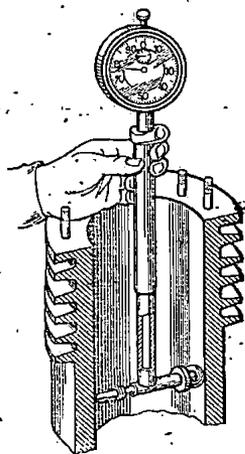


Рис. 158. Определение диаметра цилиндра индикатором-нуль-треном

нутромером показан на рис. 158. Набор щупов — стальных пластинок различной толщины — служит для измерения величины зазора. Предельными калибрами (пробки, скобы) можно установить, что размер детали вышел за допустимые пределы, но самого размера детали калибры не показывают. При определении допустимых зазоров между сопрягаемыми деталями в случае отсутствия технических условий на разбраковку необходимо ориентироваться на заводские чертежи данной или аналогичной конструкции.

§ 4. РЕМОНТ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ КОМПРЕССОРА

Ремонт цилиндров. Основные дефекты цилиндров — это износ зеркала в виде конусной и овальной выработки, задиры и риски, износ резьбы под шпильки, трещины и раковины, риски и забоины на торцевых поверхностях.

Овальность и конусность цилиндра измеряются индикатором нутромером в трех плоскостях: на расстоянии 10—20 мм от верхней и нижней мертвых точек и посередине. В каждой плоскости делается два измерения: в направлении оси коленчатого вала и перпендикулярно ей. Индикаторы-нутромеры указывают только отклонения от установленного размера. Для настройки их необходим кольцевой калибр. При измерении прибор показывает в плоскости замера (см. рис. 158), действительным является наименьший указанный размер. Овальность определяется как разность перпендикулярных диаметров на данной высоте; конусность — как максимальная разность из трех замеров в одной вертикальной плоскости (обычно в плоскости движения шатуна).

Т а б л и ц а 42

Базовый компрессор		Диаметр цилиндра (гильзы)		Поршень по чертежу	Зазор в соединении поршень — цилиндр		
Диаметр цилиндра, мм	Марка	по чертежу	предельно допустимый (без ремонта)		по чертежу		предельно допустимый (без ремонта)
					от	до	
36	ФГ 0,7	$36^{+0,000}_{-0,001}$	—	$36^{+0,008}_{-0,018}$	0,010 *	0,018 *	—
40	2ФВ4/4,5	$40^{+0,027}$	40,125	$40^{+0,025}_{-0,025}$	0,025	0,077	0,225
67,5	ФВ6	$67,5^{+0,03}$	67,625	$67,5^{+0,05}_{-0,05}$	0,05	0,013	0,35
76	П40	$76^{+0,03}$	76,2	$76^{+0,06}_{-0,12}$	0,06	0,15	0,35
81,88	АВ22	$81,88^{+0,035}$	82,2	$81,88^{+0,120}_{-0,175}$	0,12	0,21	0,4
101,6	ФВ20	$101,6^{+0,035}$	102	$101,6^{+0,065}_{-0,120}$	0,065	0,155	0,4
115	П110	$115^{+0,035}$	115,6	$114,8^{+0,07}$	0,2	0,3	0,8**
150	АВ100	$150^{+0,01}$	150,5	$150^{+0,15}_{-0,21}$	0,15	0,25	0,8
190	ФУ175	$190^{+0,045}$	190,7	$189,8^{+0,18}$	0,38	0,495	0,9

* Достигается селективной сборкой (6 групп селекции).

** Измеряется в нижней части поршня.

Предельно допустимое увеличение диаметра зеркала цилиндра (которое еще не требует ремонта) равно 0,3—0,5 % диаметра. Значения, рекомендуемые заводами-изготовителями, приведены в табл. 42. При этом необходимо проверить щупом зазор между цилиндром и поршнем. Если он выше допустимого (указанного в таблице) за счет износа поршня, то проще заменить поршень, а цилиндр не ремонтировать. Если же зазор в соединении выше допустимого даже при номинальном поршне, то цилиндр растачивают до первого ремонтного размера (обычно на 1 мм больше номинального диаметра) и комплектуют его поршнем первого ремонтного размера (на 1 мм больше номинала). Если цилиндр имеет вставные гильзы, то их не растачивают, а заменяют новыми. Расточку цилиндров производят также при наличии продольных рисок на зеркале цилиндра и когда конусность или овальность выше допустимых значений (равных примерно удвоенному допуску на размер отверстия).

После расточки цилиндры шлифуют *методом хонингования*. На станке имеется хонинговальная головка с абразивными брусками, которым придается вращательное и возвратно-поступательное движение. На хонингование в зависимости от чистоты предыдущей обработки оставляют припуск 0,01—0,05 мм.

Шпильки с забитой резьбой выворачиваются и заменяются новыми. Для вывертывания шпильки можно навинтить на нее две гайки и затем на нижнюю гайку, которая упрется в верхнюю, выворачивать шпильку. При повреждении резьбы в блоке отверстия рассверливают и в них нарезают резьбу ближайшего размера под ступенчатую шпильку.

Ремонт картера. В картере и его крышках изнашиваются места запрессовки подшипников, в основном подшипников качения. Если размер отверстия под запрессовку подшипника выходит из допуска, установленного технологией ремонта (что определяется при дефектации непроходной пробкой или на глаз), картер или крышка картера бракуются или растачиваются под запрессовку переходной стальной втулки. После расточки картера на специальном приспособлении проверяют индикатором соосность расточенного отверстия с отверстием передней крышки. Несоосность не должна превышать 0,02 мм.

Подшипники качения, как правило, бракуют и заменяют новыми. Подшипники можно оставить для использования, если при его осмотре не обнаружено трещин, разрушений на дорожках, шариках или роликах, повреждений сепараторов и если шум при вращении и встряхивании подшипника не превышает шума эталонного подшипника. Подшипники качения ремонтируют на подшипниковых заводах: Бронзовые подшипники скольжения используют при ремонте, если верхнее отклонение размера диаметра не превышает на 0,05 мм номинальный размер, что проверяют нутромером или непроходной пробкой. При значительной выработке и при шлифовке шеек вала, втулки выпрессовывают и заменяют новыми. Новые втулки запрессовывают в гнезда с натягом 0,04—0,06 мм и с припуском 0,02—0,03 мм под последующую обработку развертыванием раздвижной

разверткой по методу индивидуальной подгонки в зависимости от действительных размеров шеек устанавливаемого вала. После сборки зазор между втулкой и валом проверяют щупом, зазор должен равняться 0,001 их диаметра с отклонением $+0,01$ мм.

Ремонт поршней. В поршне изнашиваются отверстия под палец, наружная поверхность и канавки поршневых колец. Диаметр отверстия под палец и высота канавки измеряются нутромером или калибром, а также определяются по величине зазора между поршнем и новым пальцем и кольцом, размеры которых определены микрометром.

При выработке отверстия под поршневой палец выше допустимого чугунные поршни растачивают до следующего ремонтного размера, а в алюминиевых меняют бронзовую втулку. По размеру отверстия подбирают новый поршневой палец. Зазор между пальцем и отверстием в поршне должен быть после сборки 0,01—0,02 мм. Такая высокая точность обеспечивается методом селекции, т. е. подбора к каждой группе поршней соответствующей группы пальцев. Поверхность пальца закалена и шлифована и обработке во время ремонта не поддается. Поэтому, если невозможно точно подобрать палец по размеру отверстия в поршне, выбирают палец данного ремонтного размера и разверткой доводят отверстие в поршне до действительного размера пальца. При отклонении от допустимых размеров по диаметру и по высоте канавок поршни бракуются.

Ремонт поршневых колец. Износ поршневого кольца определяется величиной зазора в замке. При установке кольца в цилиндр или приспособления в виде кольца тепловой зазор в замке должен быть 0,4—0,6 % диаметра цилиндра. Замена кольца при ремонте требуется при увеличении зазора до 2 %. Кроме теплового зазора проверяют плотность прилегания кольца к цилиндру. Допустимый зазор составляет 0,03—0,04 мм на дуге до 45° (но не более чем в двух местах). При износе цилиндра ставят кольца ремонтных размеров (на 0,1; 0,2 и 0,3 мм больше номинального).

Высота кольца должна обеспечить свободную посадку его на всей длине канавки поршня. Зазор между кольцом и торцом канавки — 0,05—0,06 мм. Допустимый при износе — до 0,1 мм. Упругость колец определяется усилием, которое требуется для сжатия кольца до номинального зазора, и должна быть в заданных пределах. Например, для компрессора ФВ6 от 1,5 до 2,3 кг. Пластмассовые кольца проверяются на хрупкость. Например, кольцо компрессора П110 не должно ломаться при разводке замка до 110—150 мм. Надевают кольца на поршень с помощью конической втулки и вертикальных пластин, перекрывающих верхние канавки.

Ремонт коленчатых и прямых валов. Основные дефекты валов — это износ и задиры коренных и шатунных шеек, погнутость вала, разработка шпоночной канавки и повреждение резьбы хвостовика.

При эллипсности более 0,02 мм (для диаметра до 50 мм); при задирах и рисках шейки вала шлифуют под ремонтный размер. Для диаметров до 30 мм каждый ремонтный размер на 0,5 мм ниже предыдущего. Для диаметров более 30 мм ремонтные размеры установлены

через 1 мм. Коренные шейки вала, опирающиеся на подшипники качения, ремонтных размеров не имеют.

Погнутость вала определяют в центрах (рис. 159). При биении более 0,04—0,06 мм вал правят на винтовых или гидравлических прессах. При разработке шпоночной канавки до 0,03 мм ставят шпонку ремонтного размера. При большей разработке паза его ремонтируют наплавкой металла с последующим фрезерованием паза до номинального размера. Резьбу также восстанавливают наплавкой.

Ремонт шатунов: Наибольшему износу в шатунах подвергается втулка верхней головки и баббитовая заливка нижней разъемной головки.

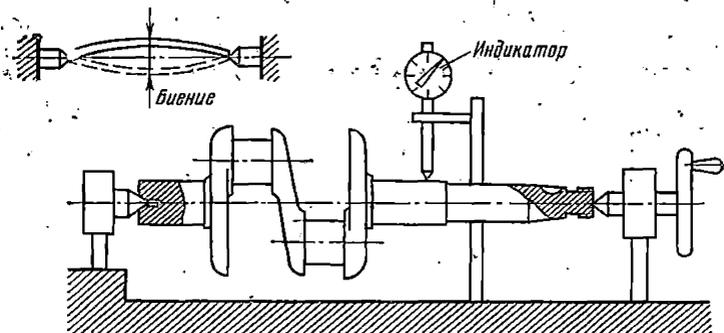


Рис. 159. Измерение погнутости вала в центрах

Если при ремонте поршня установлен поршневой палец ремонтного размера, то бронзовую втулку верхней головки не заменяют, а развертывают, чтобы зазор между втулкой и пальцем был минимальным; до 0,1 мм для малых компрессоров и до 0,15 — для крупных. Если же палец не заменяют и зазор оказался больше указанных значений, то необходимо изготовить и запрессовать в верхнюю головку (с натягом 0,01—0,02 мм) новую втулку.

Износ баббитовой заливки в нижней головке может быть компенсирован уменьшением количества прокладок в разъеме шатуна. При отсутствии прокладок (если они все выбраны или не предусмотрены конструкцией) можно произвести зашлифовку плоскости разъема. В обоих случаях возникает эллипсность. Поэтому дополнительно необходимо пришабривание; острым трехгранным шаблоном снимают наиболее высокие шероховатости баббита, которые видны после нанесения на его поверхность тонкого слоя краски. При равномерном прилегании баббита (4—6 пятен на 1 см²) зазор между шейкой вала и баббитом должен быть до 0,03 мм, у крупных компрессоров — до 0,1—0,2 мм.

В шатунах, имеющих бронзовые вкладыши в разъемной нижней головке, вкладыши при износе заменяют. Перпендикулярность оси шатуна валу проверяют специальным шаблоном. При большом износе шатунной шейки диаметр разъемной нижней головки шатуна уменьшают удалением прокладок или подшлифованием. Но это мо-

жет увеличить линейный мертвый зазор сверх допустимого. В этом случае, а также при задирах и отставании баббита необходимо произвести перезаливку баббитом. Применяют баббит Б83 (наиболее качественный, с содержанием 83 % олова и 17 % свинца), Б16 — с содержанием 16 % олова и др. После выплавления старого баббита зачищают поверхность стальной щеткой и обезжиривают 10 %-ным раствором каустической соды. Очищенную поверхность лудят припоем ПОС-30. Шатун собирают в специальном приспособлении с установкой между верхней и нижней головками асбестовой прокладки. Все приспособления нагревают до температуры 180—200 °С и заливают непрерывной струей баббита температурой 450—500 °С.

При ремонте больших партий шатунов заливку производят центробежным способом. После заливки подшипник уплотняют роликом на станке и растачивают по диаметру шейки вала с припуском на шабровку 0,1 мм. На подшипниках не должно быть недоливов баббита, раковин, шлаковых включений, трещин и пористости. Правильно залитый подшипник при ударе по нему молотком издает чистый металлический звук. После расточки шатун собирают с валом, пришабровывая подшипник по шейке. При сборке шатунов особое внимание надо обратить на шатуновые болты: срыв даже одной нитки в резьбе не допускается. Изготавливаются они из высококачественной легированной стали. Гайки затягивают до отказа и шплинтуют новыми шплинтами.

Ремонт сальника вала. При ремонте сальников выбраковывают все резиновые прокладки, пружину, если она потеряла необходимую упругость, стальное кольцо, если износ буртика превышает $\frac{2}{3}$ его высоты, сильфон с трещиной или разрывом.

Ремонт сальника заключается в пайке нового сильфона к фланцу и кольцу, испытании на герметичность, шлифовке и притирке колец трения. Сильфоны паяют бескислотным флюсом, состоящим из хлористого цинка (18 %), хлористого аммония (3 %), дистиллированной воды (11 %), технического вазелина (68 %). Герметичность сильфона и пайки проверяют в специальном приспособлении под водой избыточным давлением паров фреона $(7 \div 8)10^5$ Па. Если в течение 5 мин через сильфон и пайку не просачиваются пузырьки фреона, то сальник считается герметичным. Стальное кольцо шлифуют на шлифовальном станке абразивным камнем или в специальном приспособлении шлифовальными порошками № 240—320. После шлифования оставляют припуск на последующую обработку 0,01—0,02 мм. Затем кольцо притирают на чугуновой плите при помощи специального приспособления в сверлильном станке вручную или на притирочном станке с применением микропорошка М14—М28. Смазочной средой во время притирки служит керосин или машинное масло. Во время притирки кольцо равномерно прижимается к плите и вращается одновременно вокруг центральной точки плиты и своей оси. Тонкую притирку (доводку) производят в том же приспособлении с применением микропорошков М5—М10 или паст ГОИ на ровном стекле.

Доводку бронзового кольца производят с помощью абразивных порошков пониженной твердости (окись хрома, окись железа) или притирочных паст. Графитовые кольца бессильфонного сальника притирают на чугунной плите без применения паст. После доводки чистота поверхности рабочих плоскостей колец сальников должна быть 14-го класса, что проверяют путем сравнения поверхности с эталонной или профилометром. Окончательную проверку качества ремонта сальника производят после его обкатки на компрессоре путем создания в картере компрессора избыточного давления фреона $(8 \div 9) 10^5$ Па по отсутствию пузырьков, просачивающихся через неплотности.

Ремонт клапанной группы и запорных вентилях. Основное в ремонте клапанной группы — это обеспечить плотное прилегание клапанных пластин в седлу, свободное перемещение (без заеданий) их на всю высоту подъема (1,2—2 мм). Пластины клапанов должны быть ровными, без заусенцев и рисок. Покоробленные пластины бракуют. При ремонте пластины, как правило, заменяют.

При толщине пластины 1,38—1,5 мм можно допускать износ не более 0,2 мм. Кольцевые пластины перед сборкой тщательно притираются. Особое внимание надо обратить на притирку седел — мест прилегания клапанных пластин. Риски и забоины на седлах не допускаются. Клапанная доска также притирается. При наличии рисок или коробления допустима предварительная шлифовка ее на 0,1—0,2 мм. Пружины клапанных пластин и буферная пружина проверяются на упругость. Если в процессе работы пружина дала осадку 2—3 мм, то ее заменяют новой.

Запорные вентили при ремонте полностью разбирают, конусы клапанов при необходимости шлифуют или просто притирают по месту к седлу. Сальники аммиачных вентилях заполняют хлопчатобумажной набивкой, пропитанной маслом и мелким порошком графита. На фреоновых вентилях сальники набивают уплотнительными кольцами, вырубленными из листовой маслобензостойкой резины. Плотность прилегания вентиля в сборе проверяется в двух крайних положениях шпинделя давлением воздуха $16 \cdot 10^5$ Па. Вентиль должен плотно перекрываться без применения рычагов и особых усилий.

Сборка компрессора. Перед сборкой все детали компрессора промывают в бензине, обдувают сжатым воздухом и слегка смазывают маслом. Затем собирают отдельные узлы и в определенной (для каждого типа компрессоров) последовательности устанавливают их в компрессор. Для облегчения сборки используют приспособления. Например, поршень с кольцами вставляют в цилиндр при помощи конусной втулки. Шатун должен легко проворачиваться на валу от руки.

Для проверки линейного мертвого объема можно использовать свинцовые полоски шириной 4—5 мм и длиной 8—10 мм. Толщина полосок должна быть равна 0,02 диаметра цилиндра. Вместо буферной пружины устанавливают жесткую втулку. После обкатки свинцовую пластинку вынимают и толщину ее замеряют микрометром.

Величина линейного мертвого объема должна быть примерно равной $0,01D$ ($0,008-0,014D$).

При закрывании крышек или головки компрессора гайки затягивать надо попеременно с разных сторон и постепенно, чтобы не пережать прокладки. Проворачивая маховик рукой, необходимо убедиться в свободном движении кривошипно-шатунного механизма и поршней. Радиальное и торцевое биение маховика не должно превышать $0,5$ мм по его верхнему ободу. Правильность сборки проверяют обкаткой компрессора.

§ 5. ОБКАТКА КОМПРЕССОРОВ И ПРОВЕРКА ИХ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Обкатка компрессоров необходима для приработки трущихся деталей и для проверки качества ремонта и сборки. Стенд обкатки (рис. 160, а и б) позволяет проводить: обкатку без противодействия (I обкатка); с противодействием (II обкатка); проверку производительности компрессора; плотность нагнетательных клапанов; размер количества уносимого из картера масла; обкатку на хладагенте.

Первая обкатка. Обкатка без противодействия (холостая) проводится в два этапа: без клапанов и с клапанами. Продолжительность каждого этапа для малых компрессоров — 3 ч, для средних и крупных — по 6 ч. На первом этапе снимают клапаны и устанавливают головку блока. Во избежание задира ставят технологический сальник вала. При обкатке проверяют, чтобы не было посторонних стуков и нагрев трущихся деталей не превышал 60°C (на ощупь).

У средних и крупных компрессоров проверяют работу масляного насоса. Давление масла по манометру ММ должно быть $(1 \div 2) 10^6$ Па. Потребляемая сила тока не должна быть выше предельных значений, что бывает при сильной затяжке подшипников, перекосе поршня и других случаях сильного трения. Для подключения амперметра надо при работе компрессора нажать на кнопку КА.

Затем компрессор разбирают, промывают детали, устанавливают клапаны и свой сальник, заливают свежее масло и повторяют обкатку. Чтобы не было угона масла в помещение, вентили 3 и 4 закрывают, а 1 и 2 открывают (обкатка идет по замкнутому кругу). Температура компрессора не должна превышать 60°C . По окончании второго этапа компрессор также разбирают, собирают, заливают свежее масло, а использованное масло регенерируется на специальных стендах.

Вторая обкатка. Обкатку с противодействием также производят в два этапа по 2 ч. После первого этапа производят разборку и сборку. Чтобы создать давление на нагнетательной стороне, надо закрыть вентиль 1 на выходе из ресивера высокого давления $P_{в.д}$ (обычно используют кожухотрубный конденсатор) и, открыв вентили 4 и 2, поднять давление по манометру М до $(3 \div 4) 10^5$ Па. Затем закрывают вентиль подсоса воздуха 4 и приоткрывают вентиль 1. При этом давление в ресивере низкого давления $P_{н.д}$ несколько возрастает. Повышенное избыточное давление на всасывании (до $1 10^5$ Па) улучшает приработку клапанов. Если давление в $P_{в.д}$ осталось более $3 \cdot 10^5$ Па, то приоткрывают выпускной вентиль 3.

После двух часов обкатки компрессор снова разбирают, проверяют приработку деталей, собирают, заливают свежее масло и обкатывают под давлением еще 2 ч. Для проверки нагнетательных клапанов создают в $P_{в.д}$ давление $8 \cdot 10^5$ Па, затем закрывают вентиль 2, создавая остаточное давление по мановакуумметру $MВ$ 400 мм рт. ст.

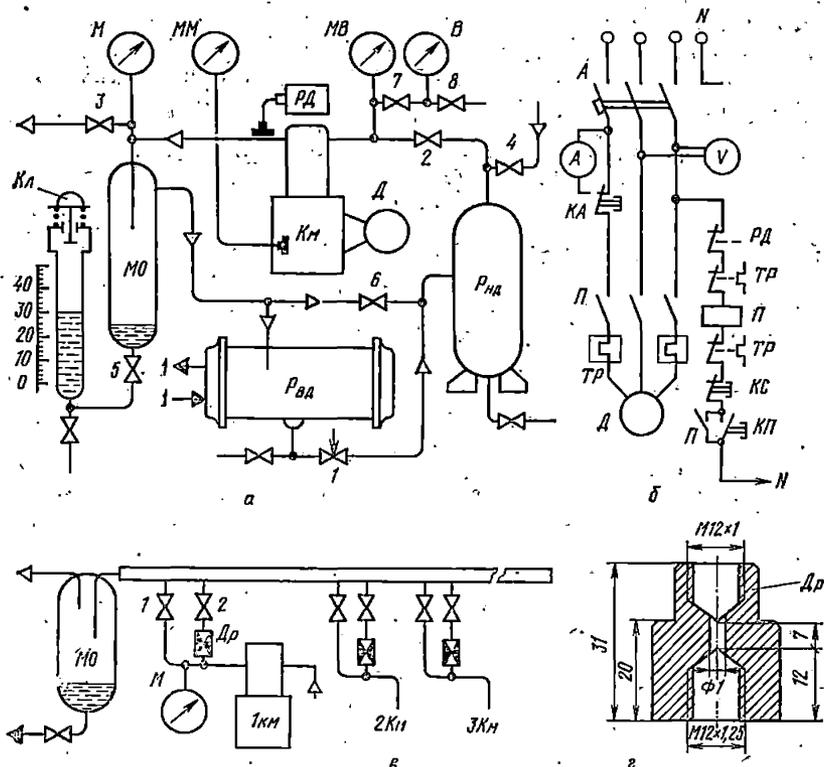


Рис. 160. Стенд обкатки компрессоров: а — для средних и крупных компрессоров; б — электросхема; в — для малых компрессоров; г — дрессель

($\sim 0,5 \cdot 10^6$ Па). При остановке компрессора давление на всасывании за 15 мин не должно подняться выше $1 \cdot 10^5$ Па.

При массовом ремонте малых машин пользуются упрощенным стендом обкатки (рис. 160, в). Компрессоры через нагнетательные вентили 1 подключаются к общей трубе. Вентиль 1 позволяет обкатывать с противодавлением ($3 \cdot 10^5$ Па). Сжатый воздух с парами масла удаляется из помещения по трубе наружу.

Проверка производительности. После второй обкатки на том же стенде проверяют производительность компрессора. Обычно применяют один из трех способов проверки: 1) по времени наполнения баллона до определенного давления [$(8 \frac{2}{3} - 10) \cdot 10^5$ Па]; 2) по времени создания разрежения на всасывании; 3) по максимальному давлению нагнетания.

Время наполнения баллона вместимостью E (л) до избыточного давления $10 \cdot 10^5$ Па для компрессора с теоретической производительностью V_T (л/с) можно определить по эмпирической формуле

$$\tau = 14,6E/V_T,$$

где τ — время наполнения в секундах.

Для малых компрессоров вместимость баллона E выбирают 10—20 л, для средних — 50—100 л. Значение V_T приведено в таблицах гл. 10. Если частота вращения вала компрессора на стенде меньше номинальной, то пропорционально возрастает и время наполнения. Если производительность компрессора оказывается ниже номинальной, то проверяют всасывающие и нагнетательные клапаны и устраняют возможные дефекты.

Для проверки производительности созданием разрежения на всасывании закрывают всасывающий вентиль 2 (см. рис. 163, а) и открывают вентиль 3. Остаточное давление определяют по вакуумметру B , открыв вентиль 7. Продолжительность создания разрежения зависит от вместимости картера. Например, компрессор П110 должен создавать остаточное давление $0,2 \cdot 10^5$ Па не более чем за 20 с. Можно практически установить нормы и на другие компрессоры. После проверки вакуума надо перекрыть вакуумметр вентилем 7, а вентиль 8 открыть, соединив вакуумметр с атмосферой.

Проверка производительности по максимальному давлению достигается установкой дросселя D_p на нагнетательной стороне (рис. 160, в, г). Если закрыть вентиль 1 и открыть вентиль 2, то малое сечение дросселя не успевает пропускать сжатые пары. Давление перед дросселем возрастает, и расход через него начинает увеличиваться. Когда производительность компрессора станет равной расходу через дроссель, давление расти не будет. По установившемуся давлению можно судить о действительной производительности компрессора V_d . Для дросселя данного сечения составляют тарировочный график $V_d = f(p_d)$, по которому затем определяют λ . Коэффициент подачи компрессора $\lambda = V_d/V_T$ должен быть не менее 0,7, что соответствует номинальной производительности O_0 (см. таблицы в гл. 10). Этот метод проверки производительности, предложенный Ю. А. Гринниковым, очень удобен в условиях эксплуатации. Надо на компрессоре перекрыть нагнетательный вентиль, а на тройник установить дроссель и манометр. Для компрессоров холодопроизводительностью до 4 кВт удобны дроссели сечением \varnothing 1 мм, от 4 до 20 кВт — сечением \varnothing 2 мм. Если производительность компрессора более чем на 10 % ниже номинальной, то необходима его ревизия.

Унос масла из картера. Для проверки уноса масла необходимо создать давление в маслоотделителе $(1 \div 1,5) 10^5$ Па и остановить компрессор, приоткрыть вентиль 5 и нажать на клапан K_4 (см. рис. 160, а). Масло из MO перейдет в указатель уровня. При появлении в указателе пузырьков воздуха вентиль 5 надо закрыть, записать уровень масла по шкале и включить компрессор. Через час повторить испытание и по разности показаний определить угон масла компрессором.

Для аммиачных компрессоров типа АВ22 унос масла должен быть не более 30 г в час; АУ45 — 60 г/ч; П110 — 60 г/ч; П220 — 150 г/ч; АВ100 — 100 г/ч; АУ220 — 200 г/ч; А350 — 150 г/ч. При чрезмерном уносе масла следует разобрать компрессор и устранить причину уноса (заменить маслосъемное кольцо, устранить эллипсность цилиндра, проверить плотность прилегания поршневых колец и др.).

Обкатка компрессора на хладагенте. Стенд испытания средних компрессоров (см. рис. 160, а) может быть использован и для обкатки компрессоров на фреонах (с дополнительной установкой фильтров). Заряжаемые через вентиль 4 пары R12 конденсируются в $P_{н.д.}$. Дросселируясь в регулирующем вентиле 1, жидкость поступает в $P_{н.д.}$. Чтобы не устанавливать нагреватели в $P_{н.д.}$ для испарения R12, в него подаются дополнительно горячие пары через вентиль 6 («самоёд»). Обкатка на R12 позволяет лучше очистить компрессор. Малые машины проходят обкатку под фреоном после агрегатирования, т. е. со своим конденсатором и ресивером.

§ 6. СБОРКА, ЗАРЯДКА, ИСПЫТАНИЕ НА ГЕРМЕТИЧНОСТЬ И ОБКАТКА АГРЕГАТОВ

Отремонтированный компрессор устанавливают на раму с конденсатором и ресивером (без электродвигателя) и на стенде заполняют фреоном. Агрегат устанавливают на весы, вакуумируют его вакуумнасосом. В герметичный агрегат заправляют масло (в открытом компрессоре масло залито при обкатке). Затем на 3—4 открывают вентиль подачи фреона и снова вакуумируют, чтобы окончательно удалить воздух. В ресивер агрегата подают предварительно охлажденный (другой машиной) жидкий фреон, контролируя и записывая в паспорт количество заряженного фреона. После зарядки агрегат подают электротельфером в специальную ванну для опрессовки. Тройник нагнетательного вентиля компрессора соединяют трубкой (байпасом) с тройником всасывающего вентиля. Затем оба вентиля приоткрывают. Рольганговый стол, на котором установлены агрегаты, погружают в ванну с водой (40—45 °С). При этом давление в агрегате повышается до $(9 \div 10) 10^5$ Па. Обнаруженные по пузырькам в воде неплотности устраняют и после повторной опрессовки обдувают агрегат сжатым воздухом до полного удаления влаги с поверхности.

Для очистки системы от загрязнений и осушки от влаги (которая могла попасть при зарядке фреоном и маслом) агрегаты обкатывают на фреоне («обкатка на холод»). Стенд обкатки оборудован съемными фильтрами, цеолитовыми осушителями, ТРВ и байпасным вентилем (для подачи сжатого пара во всасывающий трубопровод). Агрегат подключают к стенду шлангами и вентилями и в течение 2 ч обкатывают на повышенном давлении всасывания $[(1 \div 1,2) 10^5 \text{ Па}]$ для увеличения количества циркулирующего фреона. Давление всасывания регулируют вентилем байпаса. Затем для контроля осушки системы снижают давление всасывания (по манометру) до $(0,1 \div 0,2) 10^5$ Па и обкатывают еще 1 ч. Если влага после ТРВ замерзает и давление начинает падать, то снова, открывая байпас, увеличивают давление

и продолжают обкатку до полной осушки. После обкатки нескольких агрегатов фильтры на стенде прочищают, а в осушителях заменяют цеолит.

После обкатки закрывают вентили на компрессоре и ресивере; отсоединяют агрегат от стенда, устанавливают жидкостный фильтр и заглушают штуцера всасывающего вентиля и фильтра. Агрегат проверяют на герметичность галойдной горелкой, вторично взвешивают и направляют в цех окраски. Затем агрегат укомплектовывают реле давления и отправляют на склад готовой продукции. Компрессоры средней производительности после испытания на герметичность в ванне давлением сжатого воздуха отправляются на объект эксплуатации. (без обкатки на холод).

§ 7. ОСОБЕННОСТИ РЕМОНТА ГЕРМЕТИЧНЫХ И БЕССАЛЬНИКОВЫХ КОМПРЕССОРОВ

В герметичных компрессорах минимальные зазоры сопрягающихся деталей, которые обеспечивают работу машин в течение 10—20 лет без ремонта, достигаются селективной сборкой (см. § 2 гл. 14). В случае поломки клапана, заклинивания (из-за недостаточной чистоты системы), сгорания обмоток статора, пробоя изоляции на корпус необходимо на станке разрезать кожух компрессора и затем точно установить дефект.

Статор со сгоревшей обмоткой выпрессовывают и заменяют новым. Заменяют также проходные контакты, если сопротивление изоляции их ниже 500 кОм.

Компрессор собирают из промытых (в хлористом метиле) и тщательно просушенных деталей, так как влага в системе не только вызывает замерзание в ТРВ или капиллярной трубке, но и приводит к быстрому разрушению изоляции статора. Статоры перед сборкой сушат в автоклавах при 110 °С в течение 32 ч проточным воздухом, осушенным в цеолитовых колонках. Статор запрессовывают и проверяют щупом толщиной 0,2—0,25 мм зазор между ротором и статором и закрепляют статор специальным хомутом. После проверки производительности компрессора, испытания диэлектрической плотности изоляции обмотки статора (напряжение 1500 В) и проходных контактов кожух заваривают на станке электросваркой в атмосфере углекислого газа.

Испытание кожуха на прочность (давлением $19 \cdot 10^5$ Па) и на плотность (давлением $16 \cdot 10^5$ Па) производят в специальной броневанне. После закрывания крышки броневанны замыкаются блок-контакты, которые позволяют включить компрессор подачи воздуха. Компрессор забирает сухой воздух из сети ($6 \cdot 10^5$ Па) и, сжимая его до 19×10^5 Па, подает в герметичный компрессор. При давлении $16,5 \times 10^5$ Па и выше электроконтактный манометр даёт команду на электрозамок, чтобы нельзя было открыть крышку броневанны. Затем снижают давление до $16 \cdot 10^5$ Па, открывают крышку и определяют герметичность компрессора по отсутствию пузырьков воздуха в воде.

Бессальниковые компрессоры разбирают и собирают в специальном приспособлении, компрессор лапами крепится к диску, который может медленно поворачиваться от реверсивного двигателя. Для разборки и сборки применяют пневматический инструмент со сменными насадками под болты и гайки. При разборке компрессора не допускается разуконплектация коленчатого вала, противовесов и ротора. При замене этих деталей вал необходимо снова балансировать.

Обмотки статора электродвигателя пропитывают бакелитовым лаком марки А, а лобовые части статора пропитывают клеем БФ-2. Для запрессовки статора, поршневого пальца в поршень имеют специальные приспособления. Мегомметром проверяют сопротивление изоляций каждой обмотки. По данным завода, для компрессоров ФВБС6 и ФУБС12 сопротивление изоляции между обмотками и корпусом и в холодном состоянии должно быть не менее 20 МОм (в нагретом — не менее 5 МОм). Если сопротивление меньше допустимого, необходимо дополнительно сушить статор. Сушку статора можно проводить электрическим током путем включения электродвигателя на пониженном напряжении (10—15 % $U_{ном}$) или наружным обогревом посредством калориферов или сушильных печей. В обоих случаях компрессор при осушке вакуумируют (вакуум-насосом) до остаточного давления 10 мм рт. ст. Температура сушки не должна превышать 100 °С. Сушка считается законченной, если сопротивление изоляции нагретых обмоток стало более 5 МОм. Если за 5 ч сушки сопротивление не достигло 5 МОм, то надо устранить дефект изоляции или заменить статор.

Установка компрессоров на агрегаты, проверка герметичности в ванне и обкатка под фреон производятся так же, как для малых открытых компрессоров.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Как определить максимальный и минимальный зазоры, если даны допуски на отверстие и вал? Дайте пример.
2. Что такое основное отклонение (по стандарту ЕСДП СЭВ) и от чего зависит степень удаленности его от нулевой линии? Как определить неосновное отклонение?
3. Что такое селективная сборка? Поясните примером.
4. Какова должна быть величина линейного мертвого зазора и как ее замерить?
5. Как проверить производительность компрессора на стенде обкатки?

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вайнтшейн В. Д., Канторович В. И. Низкотемпературные холодильные установки. — М.: Пищевая промышленность, 1972. — 351 с.
2. Зеликовский И. Х., Каплан Л. Г. Малые холодильные машины установки. — М.: Пищевая промышленность, 1978—1979.
Т. 1: Малые холодильные машины, 1978.
Т. 2: Малые холодильные установки, 1979.
3. Каплан Л. Г. Торговое холодильное оборудование. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1983. — 288 с.
4. Канторович В. И., Явнель Б. К. Устройство, монтаж и ремонт холодильных установок. — М.: Госторгиздат, 1963. — 416 с.
5. Канторович В. И. Основы автоматизации холодильных установок. — М.: Пищевая промышленность, 1968. — 320 с.
6. Кругляк И. М. Бытовые холодильники. — М.: Легкая индустрия, 1974. — 205 с.
7. Мальгина Е. В., Мальгин Ю. В., Суедов В. П. Холодильные машины и установки. — М.: Пищевая промышленность, 1980. — 592 с.
8. Правила устройства и безопасной эксплуатации аммиачных холодильных установок. — М.: ВНИКТИхолодпром, 1981. — 157 с.
9. Правила техники безопасности на фреоновых холодильных установках. — М.: ВНИХИ, 1971. — 111 с.
10. Правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением — М.: Металлургия, 1976. — 109 с.
11. Рудометкин Ф. И., Недельский Г. В. Монтаж, эксплуатация и ремонт холодильных установок. — М.: Пищевая промышленность, 1975. — 376 с.
12. Свердлов Г. З., Явнель Б. К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. — М.: Пищевая промышленность, 1978. — 264 с.
13. Самойлов А. И., Игнатьев В. Г., Шиков П. М. Охрана труда при обслуживании холодильных установок. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. — 167 с.
14. Ямпольский Е. Г., Рябов В. И. Основы электротехники и электрооборудование, холодильных установок и торгово-технологических машин и аппаратов. — М.: Пищевая промышленность, 1979. — 207 с.

**ЗАВИСИМОСТЬ ДАВЛЕНИЯ НАСЫЩЕННЫХ ПАРОВ
ХЛАДАГЕНТОВ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ ($P_{\text{абс}} \cdot 10^5$, Па; t , °C)**

t	R12B1	R142	R12	R717	R22	R502	R13B1	R13
-100			0,012		0,021		0,077	0,333
-95			0,019		0,03		0,112	0,462
-90			0,029		0,048		0,160	0,628
-85			0,043		0,071	0,101	0,223	0,837
-80			0,062		0,103	0,143	0,305	1,10
-75			0,088	0,075	0,147	0,200	0,410	1,42
-70			0,123	0,11	0,205	0,274	0,542	1,80
-69			0,131	0,118	0,218	0,291	0,575	1,89
-68			0,139	0,126	0,232	0,309	0,608	1,98
-67			0,148	0,136	0,247	0,328	0,641	2,07
-66			0,158	0,146	0,263	0,348	0,674	2,17
-65			0,168	0,156	0,279	0,369	0,707	2,27
-64			0,178	0,167	0,297	0,390	0,747	2,37
-63			0,190	0,179	0,315	0,413	0,787	2,47
-62			0,201	0,192	0,334	0,437	0,827	2,58
-61			0,213	0,205	0,354	0,462	0,867	2,69
-60		0,072	0,226	0,219	0,375	0,488	0,908	2,81
-59		0,077	0,240	0,233	0,397	0,516	0,95	2,93
-58		0,082	0,254	0,249	0,420	0,544	1,0	3,05
-57		0,088	0,268	0,266	0,444	0,574	1,05	3,18
-56		0,094	0,284	0,283	0,470	0,605	1,10	3,31
-55		0,100	0,300	0,302	0,496	0,637	1,15	3,45
-54		0,107	0,317	0,321	0,523	0,671	1,21	3,59
-53		0,114	0,334	0,342	0,552	0,706	1,27	3,73
-52		0,121	0,353	0,363	0,582	0,742	1,33	3,88
-51		0,128	0,373	0,386	0,613	0,781	1,39	4,03
-50		0,136	0,393	0,409	0,646	0,820	1,45	4,19
-49		0,145	0,414	0,434	0,680	0,861	1,51	4,36
-48		0,154	0,435	0,459	0,715	0,903	1,58	4,52
-47		0,163	0,458	0,487	0,752	0,948	1,65	4,69
-46		0,172	0,481	0,515	0,790	0,994	1,72	4,87
-45	0,140	0,182	0,506	0,546	0,830	1,04	1,79	5,05
-44	0,151	0,193	0,531	0,577	0,872	1,09	1,87	5,23
-43	0,162	0,204	0,556	0,610	0,915	1,14	1,95	5,42
-42	0,173	0,216	0,585	0,644	0,956	1,19	2,03	5,62
-41	0,185	0,228	0,613	0,681	1,01	1,25	2,11	5,82
-40	0,197	0,240	0,643	0,718	1,05	1,31	2,20	6,03
-39	0,208	0,254	0,674	0,757	1,10	1,37	2,29	6,24
-38	0,220	0,268	0,705	0,798	1,15	1,43	2,38	6,46
-37	0,232	0,282	0,738	0,841	1,20	1,49	2,47	6,68
-36	0,244	0,296	0,773	0,885	1,26	1,56	2,57	6,91
-35	0,257	0,312	0,808	0,932	1,32	1,63	2,67	7,14
-34	0,270	0,329	0,845	0,981	1,38	1,69	2,78	7,38
-33	0,284	0,346	0,883	1,03	1,44	1,76	2,89	7,63
-32	0,298	0,364	0,922	1,08	1,50	1,84	3,00	7,88
-31	0,313	0,382	0,963	1,14	1,57	1,92	3,11	8,14

Продолжение приложения 1

t	R12B1	R142	R12	R717	R22	R502	R13B1	R13
-30	0,329	0,400	1,005	1,2	1,64	2,00	3,22	8,40
-29	0,345	0,421	1,05	1,25	1,71	2,08	3,34	8,67
-28	0,362	0,443	1,09	1,32	1,79	2,16	3,46	8,94
-27	0,379	0,465	1,14	1,38	1,86	2,25	3,59	9,23
-26	0,397	0,487	1,19	1,45	1,94	2,34	3,72	9,52
-25	0,416	0,509	1,24	1,52	2,02	2,43	3,85	9,81
-24	0,436	0,535	1,29	1,59	2,10	2,53	3,99	10,1
-23	0,457	0,561	1,34	1,66	2,18	2,63	4,13	10,4
-22	0,478	0,587	1,39	1,74	2,27	2,73	4,27	10,7
-21	0,499	0,613	1,45	1,82	2,36	2,83	4,42	11,1
-20	0,520	0,639	1,51	1,90	2,46	2,94	4,57	11,4
-19	0,546	0,670	1,57	1,99	2,55	3,05	4,73	11,7
-18	0,572	0,701	1,63	2,08	2,65	3,16	4,89	12,1
-17	0,598	0,732	1,69	2,17	2,75	3,27	5,05	12,5
-16	0,624	0,763	1,76	2,26	2,86	3,39	5,21	12,8
-15	0,650	0,795	1,83	2,36	2,97	3,51	5,38	13,2
-14	0,679	0,832	1,90	2,46	3,08	3,64	5,56	13,5
-13	0,708	0,869	1,97	2,57	3,19	3,77	5,74	13,9
-12	0,737	0,906	2,04	2,68	3,31	3,90	5,92	14,3
-11	0,766	0,943	2,11	2,79	3,43	4,03	6,10	14,7
-10	0,795	0,98	2,19	2,91	3,55	4,17	6,29	15,1
-9	0,83	1,02	2,27	3,03	3,68	4,32	6,49	15,5
-8	0,865	1,06	2,35	3,15	3,81	4,46	6,69	16,0
-7	0,90	1,10	2,43	3,28	3,94	4,61	6,89	16,4
-6	0,935	1,15	2,52	3,41	4,08	4,76	7,10	16,8
-5	0,97	1,20	2,61	3,55	4,22	4,92	7,31	17,3
-4	1,01	1,25	2,70	3,69	4,37	5,08	7,53	17,7
-3	1,05	1,30	2,79	3,83	4,52	5,24	7,76	18,2
-2	1,09	1,35	2,89	3,98	4,67	5,41	7,99	18,7
-1	1,13	1,40	2,99	4,14	4,82	5,59	8,22	19,2
0	1,17	1,45	3,09	4,30	4,98	5,76	8,45	19,7
1	1,21	1,50	3,19	4,46	5,15	5,94	8,70	20,2
2	1,26	1,55	3,30	4,63	5,32	6,13	8,95	20,7
3	1,31	1,61	3,41	4,80	5,49	6,32	9,20	21,2
4	1,36	1,67	3,52	4,98	5,66	6,51	9,46	21,7
5	1,41	1,73	3,63	5,16	5,84	6,71	9,72	22,3
6	1,46	1,80	3,75	5,35	6,03	6,91	9,9	22,8
7	1,51	1,87	3,87	5,54	6,22	7,11	10,2	23,4
8	1,56	1,94	3,99	5,74	6,41	7,32	10,5	24,0
9	1,62	2,01	4,11	5,94	6,61	7,54	10,8	24,6
10	1,68	2,08	4,24	6,15	6,81	7,76	11,1	25,2
11	1,74	2,15	4,37	6,37	7,02	7,98	11,4	25,8
12	1,80	2,22	4,50	6,59	7,23	8,21	11,7	26,4
13	1,86	2,30	4,64	6,81	7,44	8,45	12,0	27,0
14	1,92	2,38	4,78	7,04	7,66	8,69	12,3	27,7
15	1,99	2,46	4,93	7,28	7,89	8,93	12,7	28,3
16	2,06	2,54	5,07	7,53	8,12	9,18	13,0	29,0
17	2,13	2,63	5,22	7,78	8,36	9,43	13,3	29,7
18	2,20	2,72	5,37	8,04	8,60	9,69	13,6	30,4
19	2,27	2,81	5,53	8,30	8,84	9,95	14,0	31,1

Продолжение приложения I

/	R12B1	R142	R12	R717	R22	R502	R13B1	R13
20	2,34	2,90	5,69	8,57	9,09	10,2	14,4	31,8
21	2,42	3,0	5,85	8,85	9,35	10,5	14,7	32,5
22	2,50	3,1	6,02	9,13	9,61	10,8	15,0	33,3
23	2,58	3,2	6,19	9,43	9,88	11,1	15,4	34,0
24	2,66	3,3	6,36	9,72	10,2	11,4	15,8	34,8
25	2,74	3,4	6,54	10,0	10,4	11,7	16,2	35,6
26	2,83	3,51	6,72	10,3	10,7	12,0	16,6	36,4
27	2,92	3,62	6,91	10,7	11,0	12,3	17,0	37,2
28	3,01	3,73	7,10	11,0	11,3	12,6	17,4	38,0
29	3,10	3,84	7,29	11,3	11,6	12,9	17,8	38,7
30	3,19	3,95	7,48	11,7	11,9	13,2	18,2	
31	3,29	4,07	7,68	12,0	12,2	13,5	18,6	
32	3,39	4,2	7,88	12,4	12,5	13,8	19,0	
33	3,49	4,33	8,09	12,7	12,9	14,2	19,4	
34	3,59	4,45	8,30	13,1	13,2	14,6	19,9	
35	3,7	4,58	8,52	13,5	13,5	14,9	20,4	
36	3,81	4,72	8,74	13,9	13,9	15,3	20,8	
37	3,92	4,86	8,96	14,3	14,2	15,7	21,3	
38	4,03	5,00	9,19	14,7	14,6	16,0	21,8	
39	4,14	5,13	9,42	15,1	14,9	16,4	22,3	
40	4,25	5,27	9,65	15,5	15,3	16,8	22,8	
45	4,87	6,05	10,9	17,8	17,3	18,8	25,4	
50	5,55	6,9	12,3	20,3	19,4	21,0	28,3	
55	6,31	7,84	13,7	23,1	21,7	23,3	31,4	
60	7,14	8,87	15,2	26,2	24,2	25,8	34,7	
65	8,04	10,0	16,9	29,5	27,0	28,6	38,3	
70	9,03	11,3	18,8	33,2	29,9	31,7		
75	10,1	12,7	20,8	37,2	33,1	35,0		
80	11,3	14,1	23,0	41,5	36,3	39,0		
85	12,5	15,7	25,3	46,1	40,3	41,3		
90	13,9	17,4	27,8	51,2	44,5			
95	15,3	19,3	30,5	56,7	49,4			
100	16,9	21,3	33,4	62,6				

Примечание. Значение давлений для R12B1, R142, R13B1, приводимые в справочниках с интервалом 5 °С, здесь интерполированы автором.

ДИАГРАММА $h-\lg p$ ДЛЯ R12

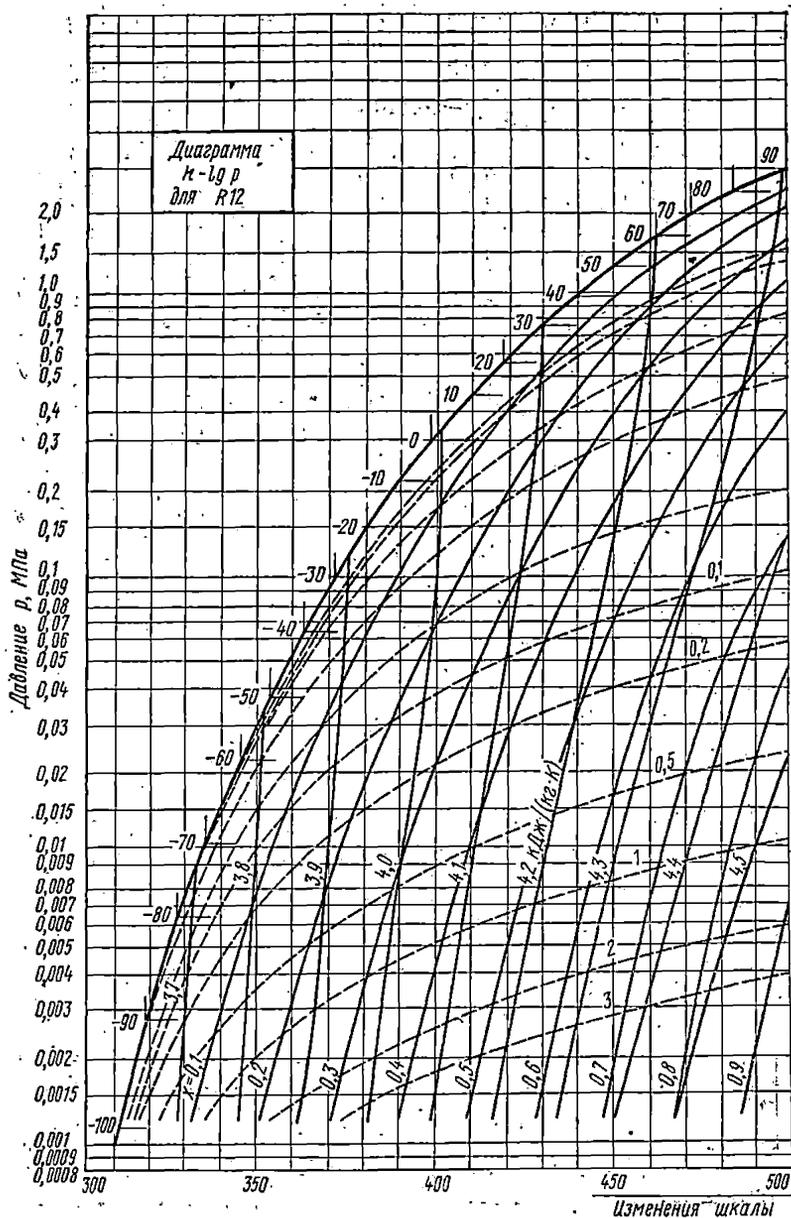
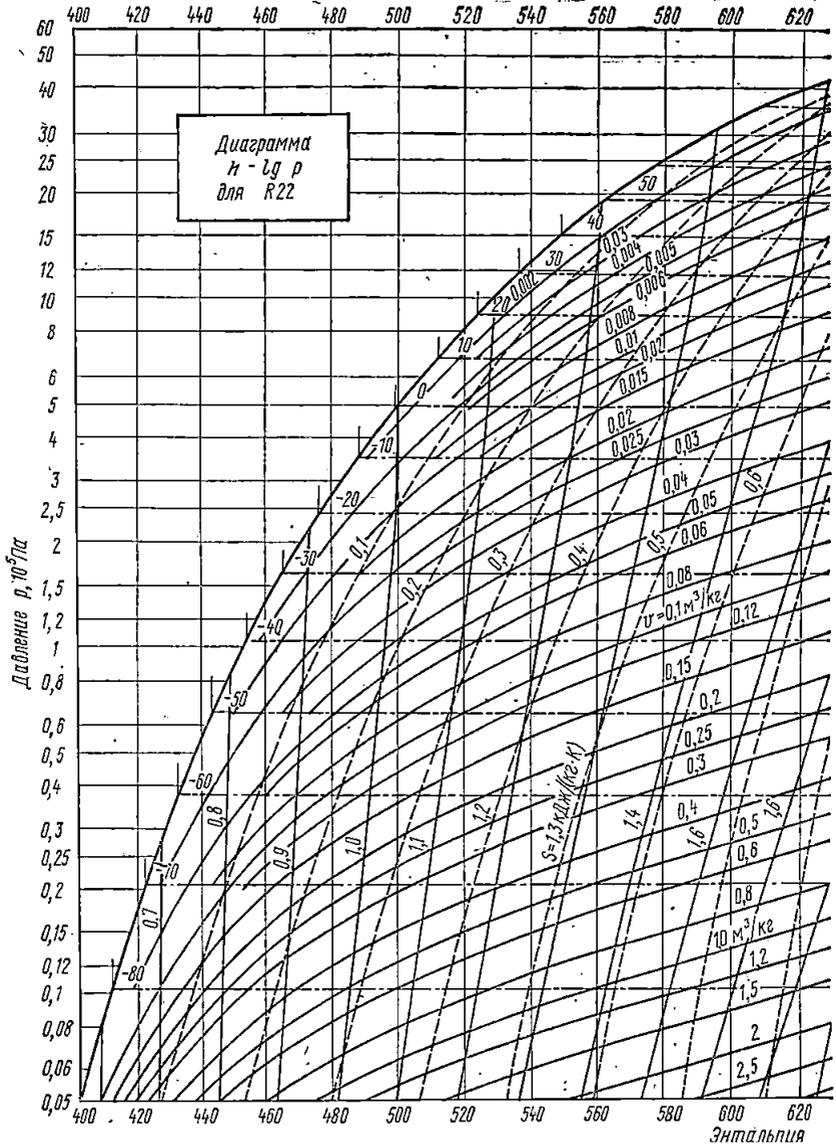


ДИАГРАММА $h-lg p$ ДЛЯ R22



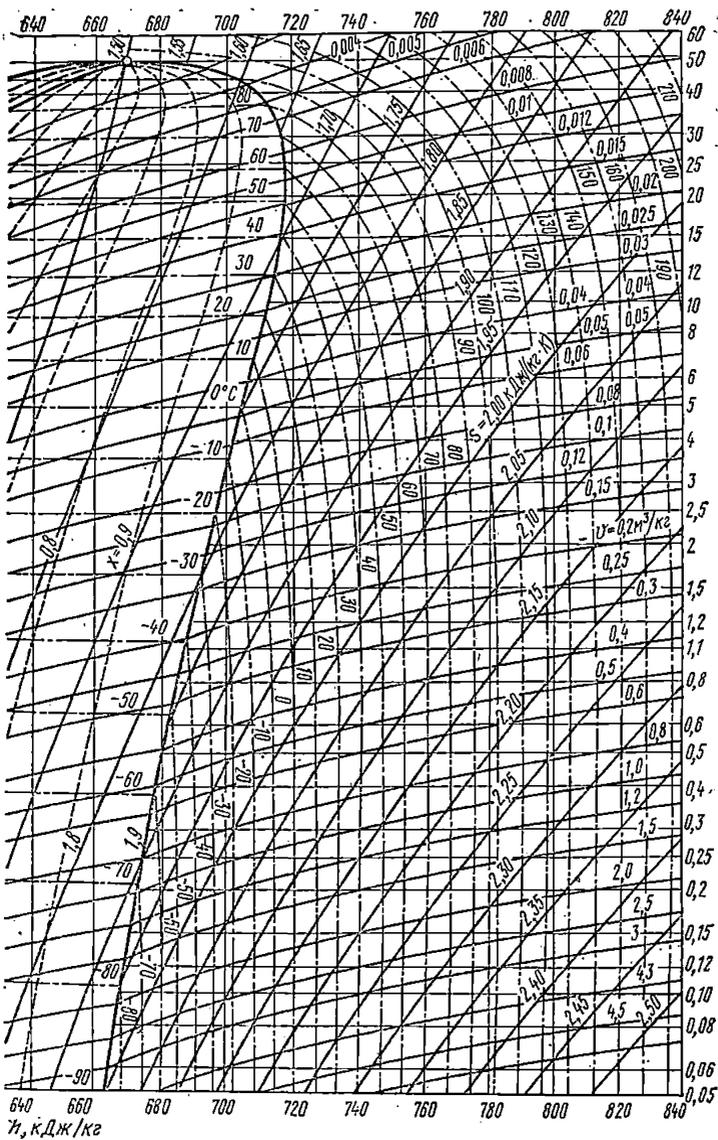
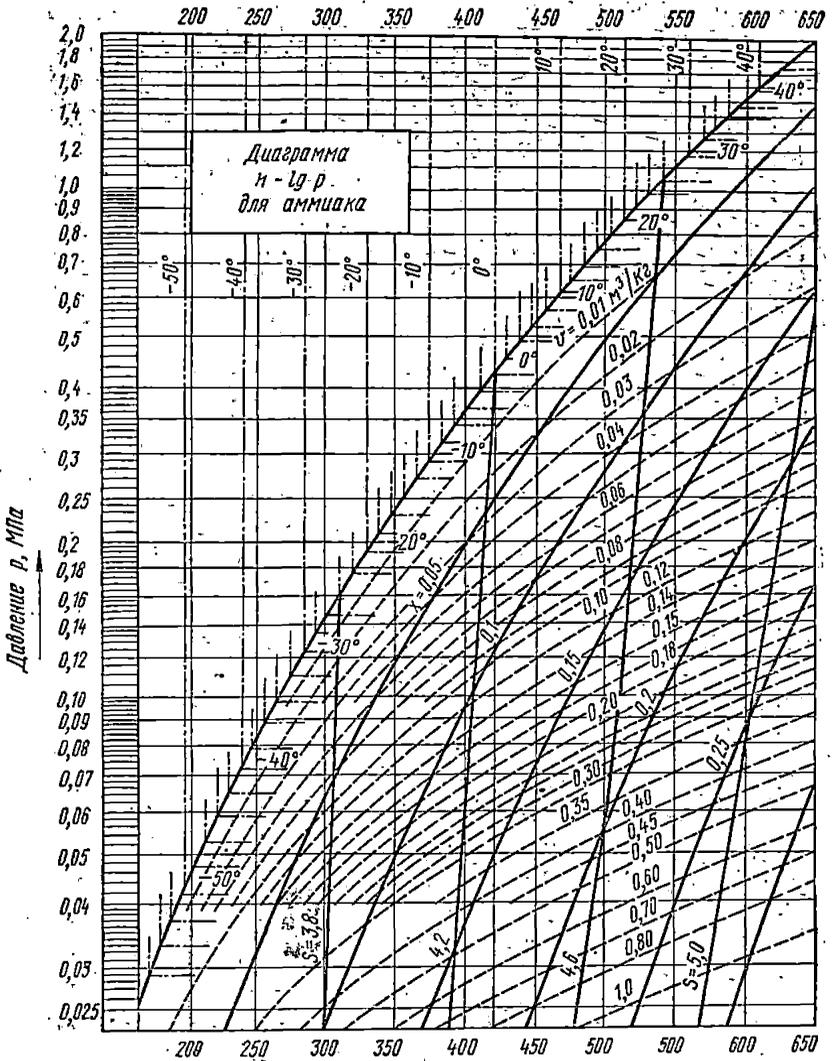


ДИАГРАММА h — lgr ДЛЯ АММИАКА



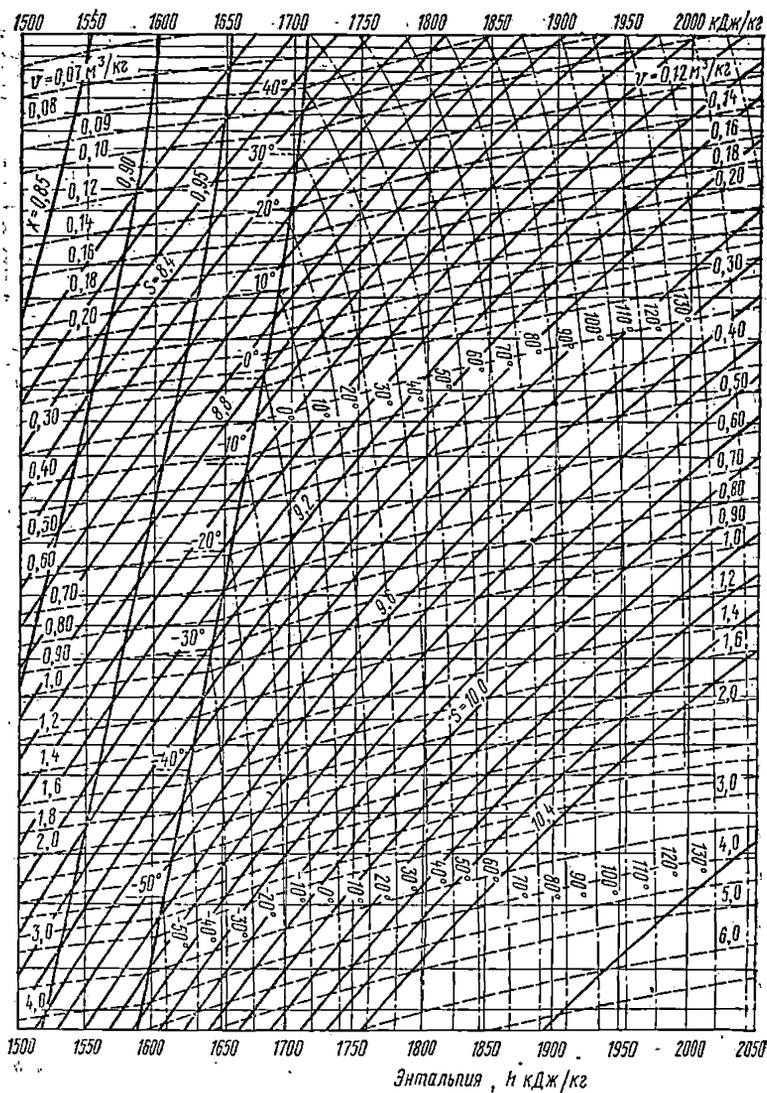
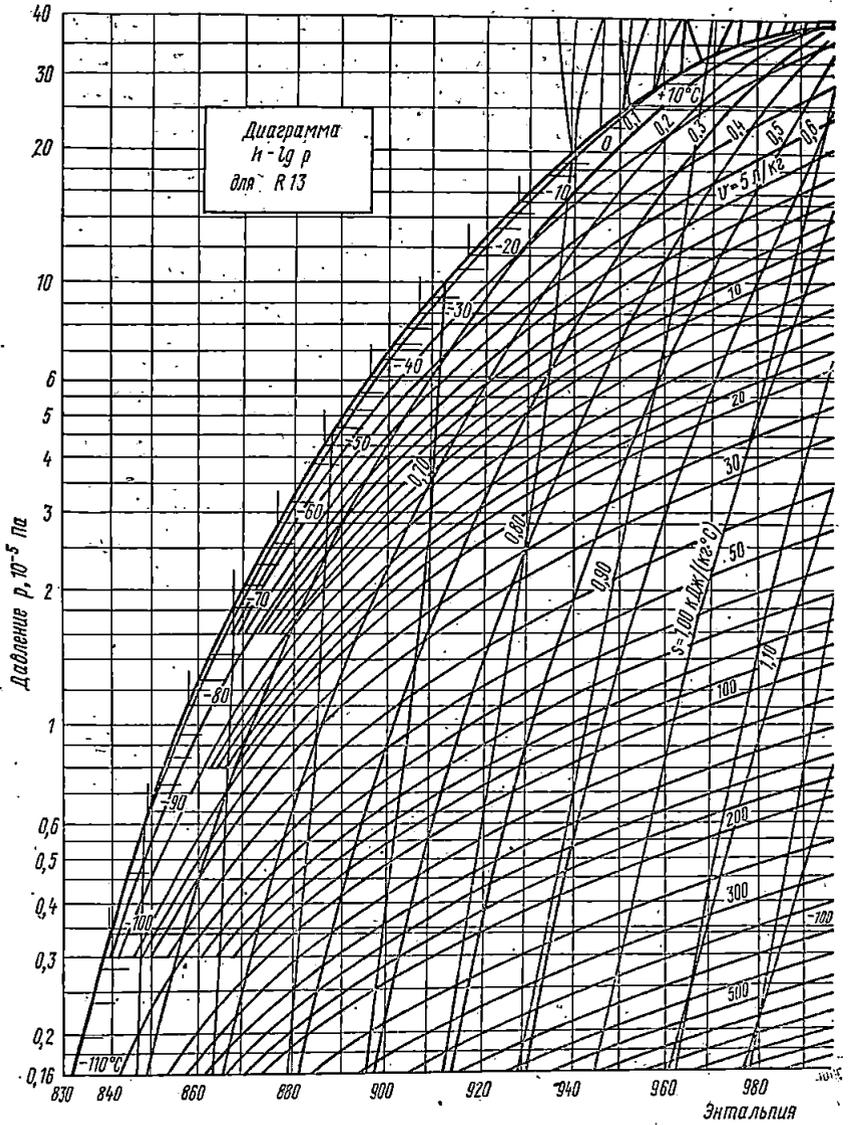
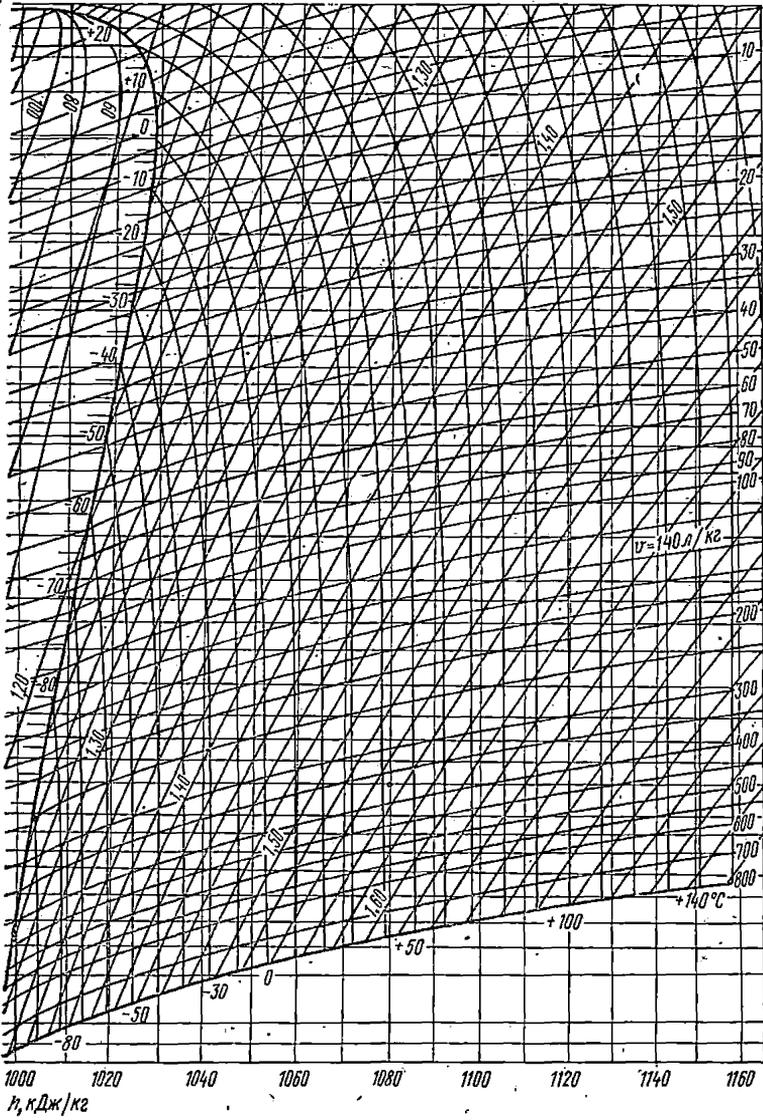


ДИАГРАММА $h-lgr$ ДЛЯ R13





УСЛОВНЫЕ ГРАФИЧЕСКИЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

1	а			3	а			
	б				б			
	в				в			
2	2	<p> I II III </p>	<p> I II III </p>	4	5	4		
		5						
		6						

а

1		6		11		16	
2		7		12		17	
3		8		13		18	
4		9		14		19	
5		10		15		20	

б

Обозначения в электрических схемах (а)

- | | |
|--|---|
| <p>1 — контакты электромагнитного реле, магнитного пускателя, выключателя, переключателя:
 <i>a</i> — замыкающий (слева) и размыкающий (справа);
 <i>b</i> — переключающий;
 <i>c</i> — силовой цепи;
 <i>z</i> — переключатель четырех цепей на три положения.</p> <p>2 — обмотка электромагнитного реле, магнитного пускателя, реле времени (слева), электромагнита (в центре), поляризованного реле с двумя обмотками (справа);</p> | <p>3 — контакт реле времени:
 <i>a</i> — с замедлителем, действующим при срабатывании (замыкающий — слева, размыкающий — справа);
 <i>b</i> — с замедлителем, действующим при возврате;
 <i>c</i> — с замедлителем, действующим при срабатывании и возврате;</p> <p>4 — тепловое реле: нагреватель (слева), контакт (справа);</p> <p>5 — выключатель: кнопочный с самовозвратом;</p> <p>6 — автоматический выключатель (автомат) однополюсный и трехполюсный.</p> |
|--|---|

Обозначения в технологических схемах (б)

- | | |
|---|---|
| <p>1 — отбор давления;</p> <p>2 — чувствительные элементы (ЧЭ) температуры (термопреобразователи); без указаний типа, манометрические, металлическое термосопротивление;</p> <p>3 — чувствительный элемент уровня поплавковый;</p> <p>4 — преобразователь потока жидкости;</p> <p>5 — чувствительный элемент относительной влажности;</p> <p>6 — запорные вентили: проходной и трехходовой;</p> <p>7 — регулирующий вентиль;</p> <p>8 — электромагнитный (соленоидный) вентиль;</p> <p>9 — регулирующий клапан с электроприводом;</p> <p>10 — регулирующие клапаны с мембранным и поршневым приводом;</p> | <p>11 — поток газа и жидкости;</p> <p>12 — нерегулируемый (дроссель);</p> <p>13 — фильтр;</p> <p>14 — обратный клапан;</p> <p>15 — предохранительный клапан;</p> <p>16 — приборы регулирующие, сигнализирующие. Над чертой указывают воспринимаемый параметр, под чертой — функцию прибора: <i>П_з</i> — двухпозиционное регулирование; <i>Ст</i> — статическое регулирование; <i>з</i> — защита; <i>Сг</i> — сигнализация; <i>П</i> — показывающий.</p> <p>17 — ТРВ с внутренним и внешним отбором;</p> <p>18 — реле разности давлений для защиты;</p> <p>19 — реле программное;</p> <p>20 — показывающий прибор</p> |
|---|---|

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОРГОВОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Таблица 1

Прилавки самообслуживания

Марка прилавка	Вместимость, м ³		Площадь поверхности для выкладки продуктов, м ²		Температура воздуха в охлаждаемом объеме, °С	Масса (без агрегата), кг		Габаритные размеры, мм			Хлад-агент	
	одной секции	при-лавка	одной секции	при-лавка		одной секции	при-лавка	длина	ши-рина	высота		
								без све-тильных-ка	со све-тильных-ком			
ПХС-2-2	0,6	1,86	1,5	4,5	0-8	283	850	5500	1230	865	1250	R12
ЛХС-2-1,25	0,4	1,19	1,2	3,96	0-8	210	630	5500	1080	900	—	R12
ПХН-2-2	0,6	1,86	1,5	4,5	Не выше —13	300	900	5500	1230	865	1250	R22

Примечание. Температура воздуха в охлаждаемом объеме дана при температуре окружающего воздуха t_0 , в = 12-32 °С, относительной влажности окружающего воздуха до 80 % (t_0 , в = 12 °С) и до 55 % (t_0 , в = 32 °С), скорости движения воздуха в торговом зале не более 0,2 м/с. Уровень звукового давления, измеренного на расстоянии 1 м от оборудования, не более 55 дБ.

Таблица 2

Витрины для продуктов в контейнерах

Марка витрины	Габаритные размеры, м		Охлаждаемый объем, м ³	Площадь полок для продуктов, м ²	Температура воздуха в объеме, °С	Масса, кг	Холодо-производи-тельность агрегата, Вт	Габаритные размеры контейнера, м			
	высота	ширина						глубина	высота	ширина	глубина
ВХС-3	2	1,05	1,5	2,7	0-8	—	3480	—	—	—	—
ВХС-2-2к	2	1,875	0,95	—	4-8	290	3480	1,54	0,8	0,6	0,6
ВХС-2-4к	2	3,75	0,95	—	4-8	580	6960	1,54	0,8	0,6	0,6
ВХС-2-2к1	2	1,875	0,95	1,6	4-8	305	3480	0,65	0,8	0,6	0,6
ВХС-2-4к1	2	3,75	0,95	3,2	4-8	610	6960	0,65	0,8	0,6	0,6

Таблица 3

Прилавки-витрины

Марка прилавка-витрины	Температура, °С		Полезный объем, м³		Площадь полок, м²	Площадь поверхности испарителя, м²		Габаритные размеры, м			Холодильный агрегат	
	в прилавке	в витрине	прилавка	витрины		в прилавке	в витрине	длина	ширина	высота		
«Лингин-В»	2-4	4-6	0,17	0,38	1,28	1,85	3,6	2,04	1,18	1,3	400	BC500
«Лингин-BC»	2-4	4-6	0,17	0,38	1,22	1,35	3,6	2,04	1,04	0,9	350	BC800
«Тайр-102»	2-4	4-6	0,09	0,17	1,25	0,63	5	1,8	1,02	0,9	250	BC800
«Тайр-106»	2-4	4-6	0,09	0,22	1,25	0,63	5	1,8	1,07	1,2	300	BC800

Примечание. В прилавок-витрину может быть загружено до 100 кг продуктов.

Таблица 4

Шкафы

Марка холодильного шкафа	Температура воздуха в шкафу, °С	Охлаждаемый объем, м³	Площадь полок, м²	Количество загружаемых продуктов, кг	Площадь поверхности испарителя, м²	Габаритные размеры, м			Холодильный агрегат	
						ширина	высота	глубина		
ШХ-0,40	1-3	0,4	1,2	80	3,1	0,75	1,82	0,75	180	BCp400 ~ 1Б
ШХ-0,56	1-3	0,6	1,34	120	4,2	1,12	1,72	0,78	210	BCp400 ~ 1Б
ШХ-0,56М1	1-3	0,56	1,9	130	2,5	0,75	1,9	0,75	180	BCp400 ~ 1Б
ШХ-0,80	1-3	0,8	2,7	160	4	1,5	1,82	0,75	300	BC500
ШХ-0,80Ю	1-3	0,74	2,8	150	4,2	1,12	1,93	0,8	275	BC630
ШХ-1,12	1-3	1,12	3,1	250	6,5	1,565	1,05	0,78	400	BC800; АСТ-3,2
ШХ-1,12М1	1-3	1,12	3,8	270	5	1,5	1,9	0,75	260	BC800
L-1100	0-5	1,1	2,44	250	—	1,37	2,09	0,83	970	ДК-2,5Н320,2
ШН-0,80	-16 ÷ -18	0,8	2,3	150	—	1,5	1,81	0,75	350	ВН630

Таблица 5

Сборные камеры

Марка сборной камеры	Темпе- ратура воздуха в камере, °С	Охла- ждаемый объем, м³	Площадь поверхности, м²		Габаритные размеры, м			Масса (без агрега- та), кг	Максималь- ная загрузка продуктов, кг	Максималь- ный расход электро- энергии, кВт·ч	Холодильный агрегат
			полок	испарн- теля	длина	ши- рина	вы- сота				
КХС-2-6	0—8	6	2,3	2×8,5	1,92	1,92	2,17	700	600	0,66	ВСэ 1250
КХС-2-6Ю	0—8	6	2,3	2×8,5	1,92	1,92	2,17	700	600	0,82	ФАК-1,5МЗ
КХС-2-12	0—8	12	6,9	2×13,6	3,84	1,92	2,17	1150	1200	1,03	ФАК-1,5МЗ
КХС-2-12Ю	0—8	12	6,9	4×8,5	3,84	1,92	2,17	1150	1200	1,25	ФАК-1,1Е (2 шт.)
КХС-2-18	0—8	16,5	9,6	4×10	4,92	1,97	2,29	2800	1800	1,8	4Ф-00

Щитового типа

Панельного типа

КХН-2-6см	—13	6	—	—	1,93	2,06	2,25	700	500	—	ВСэ 1250 (2 шт.)
КХС-2-6м	—10—3	6	—	—	1,8	1,9	2,15	464	600	—	ВСэ 1250

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

- Абсолютная влажность 12
- Абсорбер 18
- Автоматический регулятор 124
 - — прямого действия 128
 - — непрямого действия 129
 - — пропорциональный 129
 - — интегральный 131
 - — двухпозиционный 132
 - — трехпозиционный 134
- Автоматические выключатели (автоматы) 178, 227
- Адиабатическое сжатие и расширение 40
- Азеотропные смеси 31
- Аммиак 32
- Антифризы 43
- Ареометр 42
- Астатическая система 124
- Астатическое шаговое регулирование 158

Б

- Бортовка 220
- Бромисто-литневые машины 20

В

- Вентили 118
- Вентиляторы 122
- Виброизолирующие опоры 215
- Внутренняя энергия 38
- Воздухоохладители 102

Г

- Галондная горелка 35
- Галондный течеискатель 35
- Герметичные агрегаты 176
- Генератор 18
- Гибкая вставка 216
- Гидравлический удар 49
- Градири 115

Д

- Давление 7, 247
 - насыщенных паров (приложение 1)
- Детандер 22
- Диапазон пропорциональности 130
- Дифференциал регулятора 133
- Домашние холодильники:
 - компрессионный 168
 - абсорбционный 172
 - термоэлектрический 173
- Допуски на обработку 275
- Дросселирование 18, 40

З

- Закрытые рассольные системы 103, 271
- Зарядка системы аммиаком 242, 269
 - — фреоном 235, 241, 263
 - — рассолом 43, 241
- Защита от высокого давления 160
 - — низкого давления 160
 - — высокой температуры нагнетания 160
 - — нарушения системы смазки 160
 - — влажного хода 160
 - — опасной концентрации аммиака 160
 - электродвигателей от перегрузки 161, 227
- Защитное заземление 225

И

- Импульсные электросхемы 139
- Индикаторная диаграмма 55
- Испарители 17
 - аммиачные кожухотрубные 105
 - затопленные и сухие 100, 232
 - фреоновые с кипением внутри труб 106
- Испытание герметичности фреоновых установок 35, 234, 241, 261, 295
 - — аммиачных установок 33, 242, 269

К

- Капиллярная трубка 168, 170
- — с ресивером 177
- Кипение 11, 26
- Компрессоры 17
- герметичные 76
- ротационные 82
- малые 83
- средние 91
- крупные 92
- проверка производительности 229
- Компенсаторы 216
- Кондиционирование комфортное и технологическое 209
- Конвекция 13
- Конденсатор 17, 108
- Конденсация 11
- Коэффициент рабочего времени 134
- теплопередачи 14
- — испарителей 108
- — конденсаторов 111
- теплопроводности 13, 98
- Критическая температура 26

М

- Манометры 248
- электроконтактные 139
- Маслоотделители 117
- Машинное отделение 230
- Мертвый объем 55, 5б
- Монтаж аппаратов и арматуры 238
- испарителей типа ИРСН 231
- компрессора с электродвигателем 236
- соленоидных вентилей 283
- ТРВ 232
- центробежных насосов 238
- Мощность 8

Н

- Нагрузка 123
- Насосы 122
- монтаж 238
- пуск и обслуживание 270
- Настройка реле температуры или реле давлений 250
- Неисправности испарителя 256
- компрессора 254, 257
- конденсатора 256
- охлаждаемого объекта 254
- питания испарителя 255
- рассольной системы 260
- фреоновой системы 258
- электрические 258
- Неподвижные опоры труб 223
- Неразъемные соединения труб 220

О

- Обкатка компрессора 292
- Обратный клапан 120
- Объект без самовыравнивания 125
- с самовыравниванием 125
- Объемная холодопроизводительность 29
- Оптимальный режим работы 249
- Основной закон регулирования 123
- Основное отклонение 277
- Отделители жидкости 116
- воздуха 114
- Открытые рассольные системы 103
- Относительная влажность 12
- Оттаивание испарителей конвективным способом 188
- — горячим паром 179, 186, 183
- — рассолом 192, 271

П

- Парциальное давление 12
- Переохладители 112
- Перегрев пара на выходе из испарителя 147
- Переходная характеристика объекта 126
- — регуляторов 130, 131
- Переходный процесс 124
- Плавление 10, 26
- Подвижные опоры труб 123
- Поплавок плавающий и тонущий 150
- Поплавковые регуляторы 153, 154
- Посадки 276 (стандарт СЭВ)
- Предохранительные клапаны 119
- Притирка 281
- Проверка производительности компрессора 293
- Промежуточные сосуды 113
- Пропорциональное шаговое регулирование 157
- Процесс регулирования 124
- Пульт ПУСК-11 163
- УК-74 165

Р

- Работа 8
- Разметка 218, 221
- Распределитель жидкости 102
- Рассогласование 123
- Регенератор 23
- Регулирующий вентиль 18
- Регулирующее воздействие 123
- Регулируемый параметр 123
- Регуляторы давления 141
- Регулятор температуры пропорциональный типа РТ-П 145
- — — типа РТ-П4 146
- Реле давлений одноблочные 137
- — — двублочные 138
- — — разности давлений 140

Реле температуры 132
— манометрическое 143
— типа Т35В2 144
— электронные РТ-2, РТ-3 144
— многоточечные (М4) 146
Ремонт планово-предупредительный (ППР) 275
— аварийный 275
— малый, средний, капитальный 274
Ресиверы 116

С

Самовыравнивание 126
Селективная сборка 279
Сжижение воздуха 23
Система автоматического регулирования 124
— — статическая 124
— — астатическая 124
Сопротивление изоляции 226
Средняя разность температур 98, 99
— — испарителей 107
— — конденсаторов 111
Стандартные режимы работы компрессоров 60
— — холодильных машин 183
Статическая ошибка 124
— система 124
— характеристика объекта 126
— регуляторов 129, 130, 131, 132
Сублимация 12, 26
Сухие испарители 99, 232
Сухой лед (диоксид углерода) 32

Т

Температура 7, 245
— конденсации 251
— нагнетания 251
Теплоемкость 8
Теплопередача 14, 97
Теплопроводность 13, 98
Теплообменники 52, 53
— расчет 112
Теплоотдача 14, 97
Термометры 245
— электроконтактные 144
Термопреобразователи манометрические 142

— электрические 143
Терморегулирующий вентиль (ТРВ)
— с внутренним отбором 148
— с внешним отбором 150
— монтаж 232
Техника безопасности при работе с аммиаком 33
— — — с фреоном 12, 34
— — — монтаже 242, 243
— — — эксплуатации 269
Точка росы 12
Тройная точка 27
Трубогиб 219
Трубопроводы 118
— монтаж 217
— соединения 219, 223
Труборез 219

Ф

Фреоны 31, 33, 35

У

Удельная холодопроизводительность 28

Х

Хладон-12 (R12) 33
Холодильный коэффициент 18, 29
Холодильные машины 166
— герметичные 176
— малые 183
— средней производительности 190
— — большой производительности 194
— — двухступенчатые и каскадные 201
Холодильная установка 167

Ч

Чистота обработки 280

Э

Эвтектический раствор 42
Эжектор 20, 106
Энтальпия 38
Энтропия 37
Этиленгликоль (антифризы) 43
Эффект Пельтье 24

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
Глава 1. Физические основы охлаждения	7
§ 1. Параметры состояния вещества	7
§ 2. Физическая природа теплоты и холода	8
§ 3. Свойства газов	9
§ 4. Изменение агрегатного состояния вещества	10
§ 5. Смеси газов и влажность воздуха	12
§ 6. Основы теплопередачи	13
§ 7. Первый закон термодинамики	14
§ 8. Второй закон термодинамики	15
Глава 2. Основные способы получения холода	16
§ 1. Естественное охлаждение	16
§ 2. Компрессионная холодильная машина	17
§ 3. Абсорбционная холодильная машина	18
§ 4. Пароожекторные холодильные машины	20
§ 5. Воздушные холодильные машины	22
§ 6. Термоэлектрическое охлаждение	24
Глава 3. Холодильные агенты, хладоносители и смазочные масла	25
§ 1. Требования к холодильным агентам	25
§ 2. Характеристики основных холодильных агентов	30
§ 3. Диаграммы термодинамических свойств	37
§ 4. Хладоносители	41
§ 5. Смазочные масла	43
Глава 4. Циклы одноступенчатых компрессионных холодильных машин	47
§ 1. Идеальный теоретический цикл (цикл Карно)	47
§ 2. Простейший цикл	48
§ 3. Переохлаждение жидкости перед регулирующим вентилем и перегрев пара на всасывании	51
§ 4. Цикл фреоновой машины с теплообменником	53
Глава 5. Рабочий процесс в компрессоре	54
§ 1. Принцип действия поршневого компрессора	54
§ 2. Теоретическая и действительная производительность компрессора	56
§ 3. Холодопроизводительность компрессора	59
§ 4. Потребляемая мощность	61
Глава 6. Схемы двухступенчатых и каскадных холодильных машин	62
§ 1. Необходимость перехода к двухступенчатому сжатию	62
§ 2. Схема двухступенчатого сжатия с неполным промежуточным охлаждением	63
§ 3. Схемы двухступенчатого сжатия с полным промежуточным охлаждением	65
§ 4. Схема двухступенчатой установки на три температуры кипения с фиксированным промежуточным давлением	67
§ 5. Схема каскадной машины	70
Глава 7. Компрессоры холодильных машин	72
§ 1. Классификация компрессоров	72
§ 2. Герметичные компрессоры	76
§ 3. Малые открытые и бессальниковые компрессоры	83
§ 4. Компрессоры средней производительности	91
§ 5. Крупные компрессоры	92
Глава 8. Теплообменные и емкостные аппараты. Арматура и вспомогательные механизмы	97
§ 1. Теплопередача в теплообменных аппаратах	97

§ 2.	Испарители	99
§ 3.	Конденсаторы	109
§ 4.	Вспомогательные теплообменные аппараты	111
§ 5.	Емкостные аппараты, фильтры, осушители	116
§ 6.	Трубопроводы и арматура	118
§ 7.	Вспомогательные механизмы	120
Глава 9. Принципы и средства автоматизации		123
§ 1.	Система автоматического регулирования и преимущества автоматизации	123
§ 2.	Объекты регулирования и необходимость их автоматизации	125
§ 3.	Автоматические регуляторы	123
§ 4.	Реле и регуляторы давления	135
§ 5.	Реле и регуляторы температуры	142
§ 6.	Регуляторы перегрева	147
§ 7.	Реле и регуляторы уровня. Соленоидные вентили	150
§ 8.	Регулирование температуры в одном охлаждаемом объекте	155
§ 9.	Защита компрессоров	159
§ 10.	Пульты управления компрессором	161
Глава 10. Холодильные машины и установки		166
§ 1.	Определение и классификация	166
§ 2.	Домашние холодильники	168
§ 3.	Холодильные агрегаты и машины с герметичными компрессорами	174
§ 4.	Малые холодильные агрегаты и машины с открытыми и бессальниковыми компрессорами	182
§ 5.	Холодильные машины средней производительности	189
§ 6.	Холодильные машины и установки большой производительности	194
§ 7.	Холодильные машины и установки двухступенчатого сжатия и каскадные	200
Глава 11. Кондиционирование воздуха		209
§ 1.	Требуемые параметры воздуха в помещении	209
§ 2.	Параметры воздуха, подаваемого в помещение	209
§ 3.	Классификация кондиционеров	211
§ 4.	Обработка воздуха в центральных кондиционерах	212
§ 5.	Местные кондиционеры	213
Глава 12. Монтаж холодильного оборудования		214
§ 1.	Организация монтажных работ	214
§ 2.	Опорные конструкции	215
§ 3.	Монтаж трубопроводов	217
§ 4.	Электромонтаж	224
§ 5.	Монтаж холодильного оборудования со встроенным агрегатом	229
§ 6.	Монтаж прилавков и витрин с вынесенным агрегатом	230
§ 7.	Монтаж холодильных машин сборных и стационарных камер	231
§ 8.	Монтаж фреоновых установок с рассольным охлаждением	236
§ 9.	Особенности монтажа аммиачных холодильных установок	242
Глава 13. Техническое обслуживание холодильных установок		243
§ 1.	Организация технического обслуживания	243
§ 2.	Контрольно-измерительные приборы	245
§ 3.	Оптимальные режимы работы установки	248
§ 4.	Основные неисправности в работе холодильных установок	253
§ 5.	Профилактический осмотр и текущий ремонт малых фреоновых установок	253
§ 6.	Техническое обслуживание установок средней и большой производительности	266
Глава 14. Ремонт холодильного оборудования		273
§ 1.	Виды и организация ремонта	273
§ 2.	Точность и чистота обработки	275
§ 3.	Подготовка к ремонту	281

§ 4. Ремонт основных деталей компрессора	286
§ 5. Обкатка компрессоров и проверка, их производительности	292
§ 6. Сборка, зарядка, испытание на герметичность и обкатка агрегатов	295
§ 7. Особенности ремонта герметичных и бессальниковых компрессоров	296
Список рекомендуемой литературы	298

Приложения

Приложение 1. Зависимость давления насыщенных паров хладагентов от температуры	299
Приложение 2. Диаграмма $h-ig p$ для R12	302
Приложение 3. Диаграмма $h-ig p$ для R22	304
Приложение 4. Диаграмма $h-ig p$ для аммиака	306
Приложение 5. Диаграмма $h-ig p$ для R13	308
Приложение 6. Условные графические обозначения	310
Приложение 7. Технические характеристики торгового холодильного оборудования	312
Приложение 8. Диаграмма $h-d$ влажного воздуха (на обложке)	
Предметный указатель	315

ВАДИМ ИЗРАЙЛЕВИЧ КАНТОРОВИЧ
ИЛЬЯ МЕНДЕЛЕЕВИЧ ГИЛЬ

**УСТРОЙСТВО, МОНТАЖ, ЭКСПЛУАТАЦИЯ
И РЕМОНТ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК**

Заведующая редакцией П. В. Корбут
Редактор Г. А. Гусева
Художественный редактор И. В. Тиртычный
Технический редактор Г. Г. Хацкевич
Корректоры: М. А. Шегал, О. И. Галанова.

ИБ № 1143

Сдано в набор 21.04.84. Подписано в печать 21.01.85.
Т-00129. Формат 60×90^{1/16}. Бумага типографская
№ 1. Литературная гарнитура. Высокая печать.
Усл. п. л. 20. Усл. кр.-отт. 20. Уч.-изд. л. 22,16.
Тираж 65000 экз. Заказ 191. Цена 85 коп.

Ордена Трудового Красного Знамени ВО «Агропром-
издат», 107807, ГСП, Москва, Б-53, ул. Садовая-Спас-
ская, д. 18.

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Крас-
ного Знамени Ленинградского объединения «Техническая
книга» им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при
Государственном комитете СССР по делам издательств,
полиграфии и книжной торговли.
193144, г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10.