Библиотека СОК

Изучающим

ОСНОВЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Под общей редакцией
Л.Д.Акимовой

ХТ

Москва 1996

УДК 621.56/.58
И2204000000

Коллектив авторов:
А.Е.Береснев,
В.С.Буряк,
канд. техн. наук Ю.М.Воробьев,
канд. техн. наук А.С.Крузе,
канд. техн. наук С.Ю.Ларьяновский,
И.В.Морозов,
канд. техн. наук В.И.Сапронов,
С.Н.Сапрыкина,
Ю.К.Соломаха,
канд. техн. наук В.С.Ужанский,
д-р техн. наук, проф. И.Г.Чумак,
канд. техн. наук В.М.Шавра

Спецредактор **канд. техн. наук В.М.Шавра**

Редактор **Л.А.Володина**

ISBN 5-900951-01-4

© Редакция журнала
«Холодильная техника», 1996

Введение

Настоящая книга издана в связи с пожеланиями многочисленной аудитории читателей журнала «Холодильная техника». В нее вошли статьи, опубликованные в журнале почти за трехлетний период (№1 – 6, 9 – 12 – 1991; 1, 3, 5, 7-8 – 1992; № 2, 3, 5, 6 – 1993 г.) под рубрикой «Изучающим основы холодильной техники».

Авторы статей – известные холодильной общественности высококвалифицированные специалисты в данной области.

Книга дополнена новыми материалами об озонобезопасной холодильной технике, альтернативных хладагентах, ретрофите действующего холодильного оборудования (тема 18) с учетом требований Венской Конвенции об охране окружающей среды и Монреальского Протокола. Приведены также справочные сведения о выпускаемых в настоящее время предприятиями России и стран СНГ холодильных машинах, агрегатах, компрессорах.

Надеемся, что содержащаяся в книге информация будет полезна не только тем, кто осваивает основы холодильной техники, но и специалистам, работающим в области искусственного холода.

ТЕМА 1

Физические основы искусственного охлаждения

Из физики известно, что понятия «холод» и «теплота» условны, так как их физическая природа одинакова. Теплота — это один из видов энергии, который может быть преобразован в ее другие виды, и наоборот. Теплота может переходить от одного вещества (тела*) к другому лишь при наличии разности температур между ними.

Вещества находятся в одном из трех (основных) фазовых (агрегатных) состояний — твердом, жидком или газообразном — в зависимости от окружающих условий (давления и температуры) и могут переходить из одного состояния в другое при подводе или отводе теплоты, вызывающей изменение строения вещества.

Твердая фаза — агрегатное состояние вещества, характеризуемое жесткой молекулярной структурой. Твердое тело сохраняет свою форму и размеры, практически не сжимается.

Жидкая фаза — агрегатное состояние вещества, молекулы которого, обладающие большей энергией, чем молекулы твердого тела, не так плотно соединены друг с другом. Это позволяет им более легко преодолевать силы взаимного притяжения. Жидкость практически не сжимается, сохраняет свой объем. Наиболее характерная особенность жидкости — текучесть, благодаря которой она принимает форму сосуда, в котором находится.

Газовая или паровая фаза — агрегатное состояние вещества, молекулы которого, обладающие большей энергией, чем молекулы жидкости, не связаны силами взаимного притяжения и движутся свободно. Газ легко сжимается и заполняет весь объем сосуда, в котором находится.

Пар отличается от газа тем, что его состояние ближе к жидкому состоянию. Газ — это сильно перегретый пар. В парокомпрессионных холодильных машинах рабочее вещество обычно находится в жидком и парообразном состоянии, в отличие от так называемых газовых холодильных машин, в которых рабочее вещество — газ — не меняет своего агрегатного состояния.

Если температура вещества выше температуры окружающей среды (воздуха, воды и пр.), то его называют горячим (теплым или нагретым). Самопроизвольное понижение температуры вещества до температуры окружающей среды называют естественным охлаждением.

Понижение температуры вещества ниже температуры окружающей среды возможно путем искусственного охлаждения, а само вещество, температура которого ниже температуры окружающей среды, называют холодным.

Таким образом, исходя из относительности понятий холода и теплоты, можно дать следующее определение: холод — это теплота, отводимая от вещества, температура которого ниже температуры окружающей среды.

По температурному уровню различают области (рис. 1): умеренного холода — от температуры окружающей среды (условно 20 °С) до —120 °С — и глубо-

* В физике под термином «тело» понимают любое вещество независимо от его агрегатного состояния. В холодильной технике обычно имеют дело с веществами в жидком или газообразном состоянии.

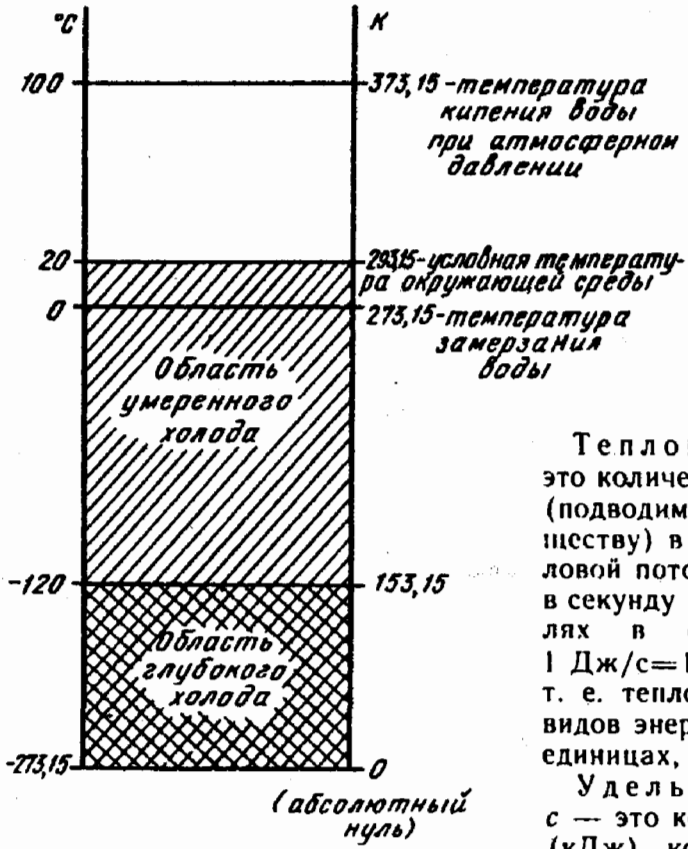


РИС. 1. Области искусственного охлаждения

кого холода — от —120 °С до абсолютного нуля (—273,15 °С)

Искусственное охлаждение можно осуществлять двумя способами:

с помощью другого вещества с более низкой температурой за счет отвода теплоты, чаще всего при изменении его агрегатного состояния;

с помощью охлаждающих устройств, холодильных машин и установок, которые составляют специализированную область техники, называемую холодильной техникой.

Прежде чем перейти к более подробному рассмотрению способов искусственного охлаждения, остановимся еще на некоторых понятиях и определениях, без усвоения которых невозможно изучение основ холодильной техники.

Количество теплоты Q измеряют в джоулях (Дж) или килоджоулях (кДж).

Тепловой поток, тоже Q,— это количество теплоты, отводимое (подводимое) от вещества (к веществу) в 1 с. Следовательно, тепловой поток выражают в джоулях в секунду (Дж/с) или в килоджоулях в секунду (кДж/с). Но 1 Дж/с=1 Вт, а 1 кДж/с=1 кВт, т. е. тепловой поток как один из видов энергии выражают в тех же единицах, что и мощность.

Удельная теплоемкость c — это количество теплоты в Дж (кДж), которое необходимо отвести (подвести) от вещества (к веществу) массой 1 кг, чтобы понизить (повысить) его температуру на 1 °С (или 1 К — кельвин). Эта величина зависит от температуры вещества и его агрегатного состояния. В практических расчетах можно принимать следующие значения удельной теплоемкости: для воды — 4,19 кДж/(кг·К), глицерина — 2,26, водного льда — 2,095, стали — 0,425, воздуха при давлении 0,1 МПа (760 мм рт. ст.) — 1 кДж/(кг·К).

При отводе (подводе) теплоты переход через определенный температурный предел вызывает изменение агрегатного состояния.

Так, при дальнейшем отводе теплоты от воды, когда ее температура уже снизилась до 0 °С, она замерзает, а при дальнейшем подводе теплоты, когда температура поднялась до 100 °С, вода закипает.

Обычно теплоту, вызывающую

изменение только температуры (без изменения агрегатного состояния) называют «сухой». Ее количество, необходимое для понижения (повышения) температуры вещества массой M от начальной температуры t_1 до конечной t_2, определяют по формуле:

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

Физические принципы получения низких температур

1. *Охлаждение за счет фазовых превращений.* При достижении твердым телом температуры плавления дальнейшего повышения его температуры не происходит, а подводимая (или отводимая) теплота тратится на изменение агрегатного состояния — превращение твердого тела в жидкость (при отводе теплоты — из жидкости в твердое тело).

Температура плавления (затвердевания) зависит от вида вещества и давления окружающей среды.

При атмосферном давлении (760 мм рт. ст.) температура плавления водного льда равна 0 °С. Количество теплоты, необходимое для превращения 1 кг льда в воду (или наоборот), называется скрытой или удельной теплотой плавления r. Для водного льда $r=335$ кДж/кг.

Количество теплоты, необходимое для превращения льда массой M в воду, определяют по формуле:

$$Q=Mr.$$

Из сказанного следует, что одним из способов искусственного охлаждения является отвод теплоты за счет плавления вещества в твердом состоянии при низкой температуре.

На практике этот способ давно и широко применяют, осуществляя охлаждение с помощью заготовленного зимой с использованием природного холода водного льда или с помощью замороженной в льдогенераторах с использованием холодильных машин воды.

При плавлении чистого водного льда температуру охлаждаемого вещества можно понизить до 0 °С. Для достижения более низких температур используют льдосоляные смеси. В этом случае температура и скрытая теплота плавления зависят от вида соли и ее содержания в смеси. При содержании в смеси 22,4 % хлористого натрия температура плавления льдосоляной смеси равна —21,2 °С, а скрытая теплота плавления составляет 236,1 кДж/кг.

Применяя в смеси хлористый кальций (29,9 %), можно понизить температуру плавления смеси до —55 °С, в этом случае $r=214$ кДж/кг.

Сублимация — переход вещества из твердого состояния в газообразное, минуя жидкую фазу, с поглощением теплоты. Для охлаждения и замораживания пищевых продуктов, а также их хранения и транспортировки в замороженном состоянии широко используют сублимацию сухого льда (твердой двуокиси углерода). При атмосферном давлении сухой лед, поглощая теплоту из окружающей среды, переходит из твердого состояния в газообразное при температуре —78,9 °С. Удельная теплота сублимации $r=571$ кДж/кг.

Сублимация замороженной воды при атмосферном давлении происходит при сушке белья зимой. Этот процесс лежит в основе промышленной сушки пищевых продуктов (сублимационная сушка). Для интенсификации сублимационной сушки в аппаратах (сублиматорах) поддерживают с помощью вакуумных насосов давление ниже атмосферного.

Испарение — процесс парообразования, происходящий со свободной поверхности жидкости. Его физическая природа объясняется вылетом молекул, обладающих большой скоростью и кинетической

энергией теплового движения, из поверхностного слоя. Жидкость при этом охлаждается. В холодильной технике этот эффект используют в градирнях для охлаждения воды и в испарительных конденсаторах для передачи теплоты конденсации к воздуху.

При атмосферном давлении и температуре 0 °С скрытая теплота испарения воды $r=2509$ кДж/кг, при температуре 100 °С $r=2257$ кДж/кг.

Кипение — процесс интенсивного парообразования на поверхности нагрева за счет поглощения теплоты. Кипение жидкости при низкой температуре является одним из основных процессов в парокомпрессионных холодильных машинах. Кипящую жидкость называют холодильным агентом (сокращенно — хладагент), а аппарат, где он кипит, забирая теплоту от охлаждаемого вещества,— испарителем (название не совсем точно отражает суть происходящего в аппарате процесса). Количество теплоты Q, подводимое к кипящей жидкости, определяют по формуле:

$Q=Mr$,

где M — масса жидкости, превратившейся в пар.

Кипение однородного («чистого») вещества происходит при постоянной температуре, зависящей от давления. С изменением давления меняется и температура кипения. Зависимость температуры кипения от давления кипения (давления фазового равновесия) изображают кривой, называемой кривой упругости насыщенного пара.

Для наиболее распространенного в холодильной технике хладагента — аммиака — такая кривая приведена на рис. 2. Атмосферному давлению, равному 0,1 МПа, соответствует температура кипения аммиака −33 °С, давлению 1,2 МПа — температура 30 °С.

Значения скрытой (удельной) теплоты парообразования и давления кипения для некоторых хладагентов при температуре кипения −15 °С приведены в таблице.

Хладагент	r, кДж/кг	p_0, МПа
R717 (аммиак)	1313	0,236
R12	159	0,183
R22	216	0,296
R502	153	0,348
R13	106	1,315

Из таблицы следует, что у аммиака по сравнению с другими хладагентами наибольшая скрытая теплота парообразования, дающая ему преимущество при выборе хладагента для той или иной конкретной холодильной машины.

Хладагент R12, имея значительно меньшую скрытую теплоту парообразования, обеспечивает работу холодильной машины при более низких (по сравнению с работой на аммиаке) давлениях кондесации, что для конкретных условий может иметь решающее значение.

2. *Дросселирование* (эффект Джоуля — Томпсона). Еще один из основных процессов в парокомпрессионных холодильных машинах, заключающийся в падении давления и снижении температуры хладаген-

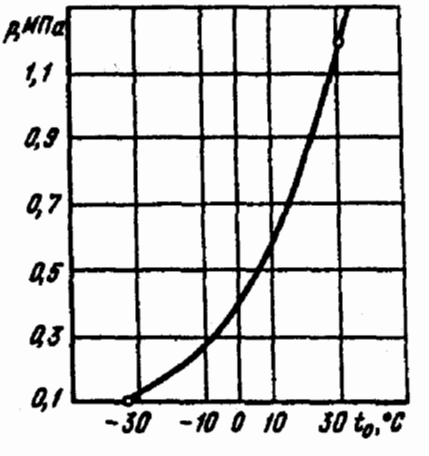


РИС. 2. Кривая упругости насыщенного пара аммиака

та при его протекании через суженное сечение под воздействием разности давлений без совершения внешней работы и теплообмена с окружающей средой.

В узком сечении скорость потока возрастает, кинетическая энергия расходуется на внутреннее трение между молекулами. Это приводит к испарению части жидкости и снижению температуры всего потока. Процесс происходит в регулирующем вентиле или другом дроссельном органе (капиллярной трубке) холодильной машины.

3. *Расширение с совершением внешней работы.* Процесс используют в газовых холодильных машинах.

Если на пути потока, двигающегося под воздействием разности давлений, поставить детандер (расширительную машину, в которой поток вращает колесо или толкает поршень), то энергия потока будет совершать внешнюю полезную работу. При этом после детандера одновременно с понижением давления будет снижаться и температура хладагента.

4. *Вихревой эффект* (эффект Ранка — Хильша). Создается с помощью специального устройства — вихревой трубы. Основан на разделении теплого и холодного воздуха в закрученном потоке внутри трубы.

5. *Термоэлектрический эффект* (эффект Пельтье). Его используют в термоэлектрических охлаждающих устройствах. Он основан на понижении температуры спаев полупроводников при прохождении через них постоянного электрического тока.

Список литературы

1. Богданов С. Н., Иванов О. П., Куприянова А. В. Холодильная техника. Свойства веществ: Справочник. М.: Агропромиздат, 1965.
2. Мальгина Е. В., Мальгин Ю. В., Суедов В. П. Холодильные машины и установки. М.: Пищевая промышленность, 1980.
3. Рой Дж. Доссат. Основы холодильной техники / Пер. с англ. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984.
4. Теплофизические основы получения искусственного холода: Справочник. М.: Пищевая промышленность, 1980.
5. Холодильные машины / Под общей редакцией И. А. Сакуна. Л.: Машиностроение, 1985.

ТЕМА 2

Термодинамические основы и рабочие процессы холодильных машин

Впервые искусственным путем была получена низкая температура (—40 °С) в 1759 г. Ломоносовым, который использовал для этого смесь водного льда с азотной кислотой. Однако холодильные машины появились намного позже.

Первая холодильная машина, парокомпрессионная на этиловом эфире, была создана в 1834 г. в Англии Джекобом Перкинсом. Через 40 лет в Германии Карл Линде сконструировал первую аммиачную холодильную машину, ставшую прообразом современных машин.

Холодильные машины, работающие в области умеренного холода, в зависимости от вида используемой энергии делят на три основные группы: парокомпрессионные (использующие механическую энергию), абсорбционные и пароэжекторные (теплоиспользующие), термоэлектрические (использующие непосредственно электрическую энергию).

Процессы, происходящие в холодильных машинах, объясняет термодинамика, являющаяся теоретической базой как теплотехники, так и холодильной техники.

Круговые процессы или циклы

Первый закон термодинамики как частный случай закона сохранения и превращения энергии говорит о возможности превращения теплоты в механическую работу и наоборот в определенных количественных соотношениях.

Отношение теплоты к работе всегда постоянно. Его можно обозначить через константу A:

$A=Q/L;\ Q=AL.$

Константу A называют тепловым эквивалентом работы.

В системе единиц СИ механическую работу и теплоту измеряют в Джоулях (Дж), поэтому в этой системе $A=1$. Следовательно, $Q=L$.

Соотношения между единицами измерения энергии приведены в таблице.

Единица измерения энергии	Эквивалентные единицы			
	кДж	ккал	кВт·ч	кГс·м
1 кДж	1	0,239	0,00278	102,0
1 ккал	4,19	1	0,00116	427
1 кВт·ч	3600	860	1	367 200
1 кГс·м	0,00981	0,00234	$2,72\cdot10^{-6}$	1

В основе действия парокомпрессионных, абсорбционных и пароэжекторных холодильных машин лежит второй закон термодинамики (или второе начало), который применительно к холодильным машинам гласит:

для передачи теплоты от менее нагретого тела (холодного) к более нагретому (горячему) необходимо затратить энергию.

На рис. 1 показаны принципиальные схемы действия теплового двигателя (*а*) и холодильной машины (*б*).

В тепловом двигателе происхо-

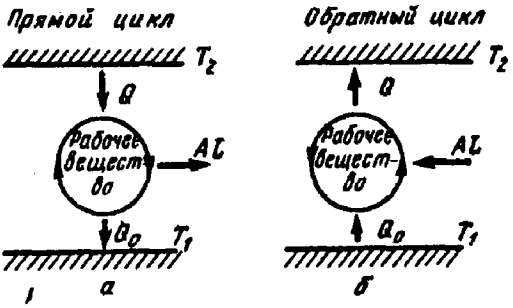


РИС. 1. Принципиальная схема действия теплового двигателя (*а*) и холодильной машины (*б*)

дит прямой круговой процесс или цикл — последовательное изменение состояния рабочего вещества и возвращение его в исходное состояние.

В прямом цикле при подводе теплоты Q от источника с высокой температурой T_2 совершается работа L. При этом часть теплоты — Q_0 переходит к источнику с низкой температурой T_1.

Энергетическую эффективность теплового двигателя оценивают термическим КПД, показывающим, какая часть тепловой энергии Q превратилась в работу L:

$\eta_т = L/Q$.

Термический КПД всегда меньше 1.

В холодильной машине происходит обратный круговой процесс или цикл. При совершении работы L теплота Q_0 с помощью рабочего вещества передается от источника с низкой температурой T_1 к источнику с более высокой температурой T_2.

Таким образом, для цикла холодильной машины можно дать следующее определение:

обратным круговым процессом или циклом холодильной машины называется замкнутый процесс последовательного изменения состояния циркулирующего в ней рабочего вещества за счет затраты энергии, при этом осуществляется перенос теплоты Q_0 от охлаждаемой среды к более теплой окружающей среде — воздуху или воде.

Цикл холодильной машины показан на рис. 2, *а*.

Энергетическую эффективность холодильной машины оценивают холодильным коэффициентом, представляющим отношение теплоты Q_0 к работе L, которую нужно затратить, чтобы отвести ее от источника с низкой температурой:

$\varepsilon = Q_0/L$.

Холодильный коэффициент может быть в несколько раз больше 1. Он зависит от разности температур $T_2 - T_1$. С ее увеличением он уменьшается.

Машину, в которой происходит также обратный цикл, но теплота Q_0 переносится от окружающей среды с температурой T_2 к нагреваемой среде (с ограниченными размерами), имеющей температуру T_3, называют тепловым насосом.

Таким образом, тепловой насос предназначен для поддержания более высокой температуры T_3 по

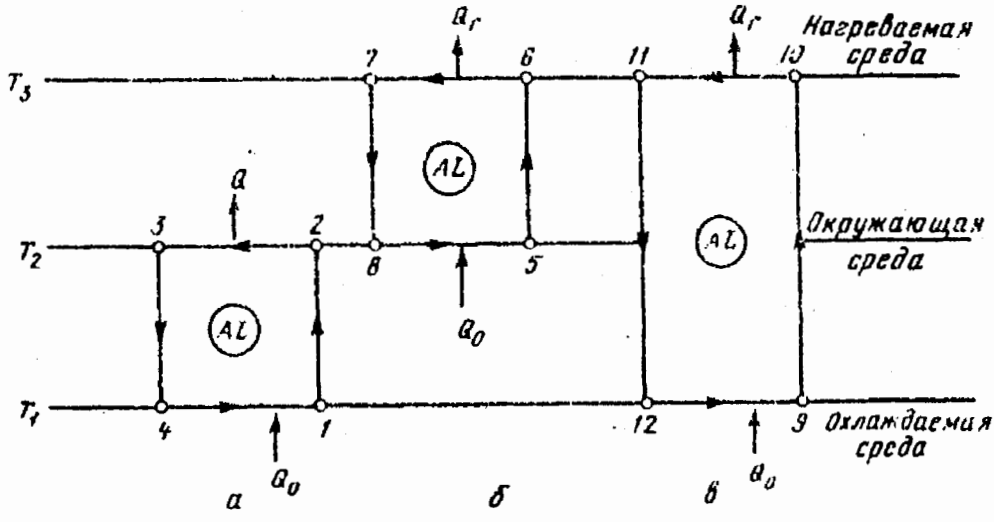


РИС. 2. Циклы холодильной машины (*а*), теплового насоса (*б*) и комбинированный цикл (*в*)

сравнению с температурой окружающей среды T_2.

Цикл теплового насоса показан на рис. 2, *б*.

Энергетическую эффективность теплового насоса оценивают коэффициентом преобразования (его называют также отопительным коэффициентом или коэффициентом трансформации теплоты):

$$\mu = Q_1/L.$$

Так как теплота, подведенная к нагреваемой среде,

$$Q_1 = Q_0 + L,$$

а $Q_0/L = \varepsilon$,

то $\mu = \varepsilon + 1$.

Следовательно, энергетическая эффективность теплового насоса выше, чем энергетическая эффективность холодильной машины.

В прямом и обратном циклах

$$Q = Q_0 + L.$$

Возможен также комбинированный цикл (рис. 2, *в*). В этом случае теплота Q_0, отводимая от охлаждаемой среды с температурой T_1, передается нагреваемой среде с температурой T_3. Осуществляя такой цикл, одновременно получают холод Q_0 и теплоту Q_1.

Очевидно, что энергетическая эффективность комбинированного цикла выше, чем раздельного охлаждения и нагрева.

В реальных условиях одновременное получение холода и теплоты с помощью одной и той же машины, при взаимосвязанных величинах Q_0 и Q_1, не всегда целесообразно.

Парокомпрессионная холодильная машина

В парокомпрессионной холодильной машине происходят следующие процессы:

4—1, 8—5, 12—9 — кипение рабочего вещества (хладагента) в испарителе, при этом теплота Q_0 отводится от охлаждаемой среды (на рис. 2 циклы *а* и *в*) или от окружающей среды (цикл *б*);

1—2, 5—6, 9—10 — сжатие паров рабочего вещества в компрессоре;

2—3, 6—7, 10—11 — конденсация паров рабочего вещества в конденсаторе, при этом теплота Q (цикла *а*) или Q_1 (цикла *б* и *в*) передается окружающей или нагреваемой среде;

3—4, 7—8, 11—12 — дросселирование рабочего вещества в регулирующем вентиле.

Таким образом, парокомпрессионная холодильная машина должна иметь четыре обязательных элемента: компрессор, конденсатор, испаритель и регулирующий вентиль (рис. 3).

В испарителе за счет кипения рабочего вещества при низкой температуре теплота Q_0 отводится от охлаждаемой среды — воздуха в системе непосредственного охлаждения (например, в домашнем холодильнике), воды или рассола в системе с хладоносителем (насос направляет его в батареи, расположенные в охлаждаемом помещении).

Пары рабочего вещества из испарителя отсасываются с помощью компрессора, сжимаются и

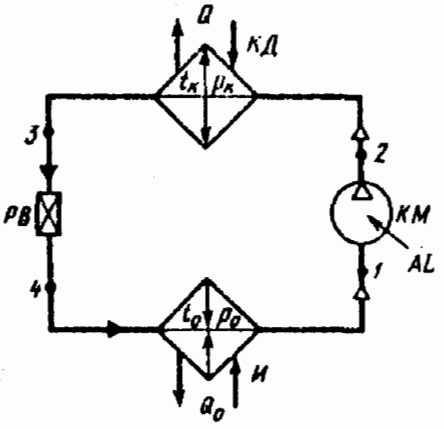


РИС. 3. Принципиальная схема парокомпрессионной холодильной машины:
КМ **— компрессор;** ***КД*** **— конденсатор;** ***РВ*** **— регулирующий вентиль;** ***И*** **— испаритель;** ***1, 2, 3, 4*** **— точки цикла** ***а*** **(см. рис. 2)**

нагнетаются в конденсатор. В нем теплота Q отводится от конденсирующегося рабочего вещества с помощью охлаждающей среды — воздуха или воды,— которая при этом нагревается. Жидкое рабочее вещество из конденсатора проходит через регулирующий вентиль, где происходит процесс дросселирования (см. тему 1). При этом падают давление и температура рабочего вещества.

Температура кипения t_0 рабочего вещества в испарителе зависит от давления кипения p_0, а оно, в свою очередь,— от производительности компрессора. Температуру кипения поддерживают такой, чтобы обеспечить необходимую (заданную) температуру охлаждаемой среды. Для понижения температуры кипения необходимо понизить давление кипения, что можно сделать, увеличив производительность компрессора.

Температура конденсации $t_к$ рабочего вещества и соответствующее ей давление кипения $p_к$ зависят главным образом от температуры среды, используемой для охлаждения конденсатора. Чем она ниже, тем ниже будут температура и давление конденсации. Величины p_0 и $p_к$ в значительной мере влияют на производительность компрессора. Они же в основном определяют и количество энергии, которое необходимо для его работы.

Абсорбционная и пароэжекторная холодильные машины

Из теплоиспользующих холодильных машин широкое применение имеют абсорбционные и пароэжекторные.

В абсорбционной холодильной машине (рис. 4) рабочее вещество не однокомпонентное, как в парокомпрессионной холодильной машине, а двухкомпонентное — например, водоаммиачный раствор, в котором аммиак является хладагентом, а вода абсорбентом (поглотителем).

В генераторе (кипятильнике) при подводе к нему теплоты $Q_г$ раствор выпаривается. Пар с высокой концентрацией легкокипящего компонента (аммиака) поступает в конденсатор, а оставшаяся жидкость (слабый раствор, близкий по концентрации к воде) — в абсорбер. Сконденсированная в конденсаторе жидкость направляется в испаритель. Образующийся здесь за счет теплоты Q_0, отбираемой от охлаждаемой среды, пар подводится к абсорберу, в котором он поглощается слабым раствором, поступившим из генератора. Этот процесс, называемый абсорбцией, сопровождается выделением теплоты $Q_а$, которая отводится из аппарата с помощью холодной воды. Крепкий, насыщенный поглощенным паром, раствор из абсорбера насосом перекачивается в генератор.

Помимо водоаммиачного раствора, в абсорбционных холодиль-

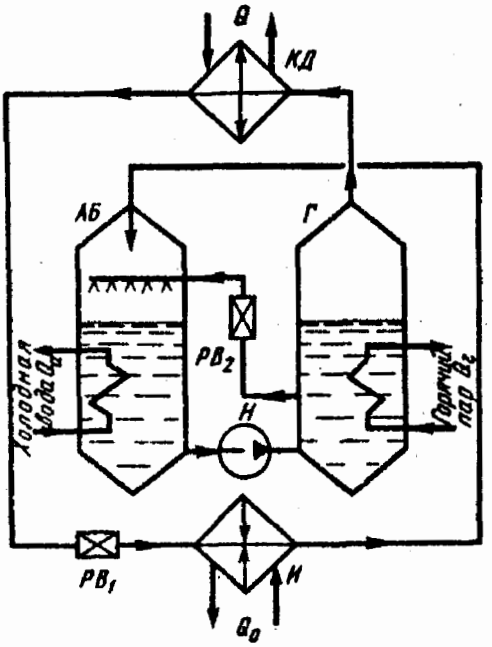


РИС. 4. Принципиальная схема абсорбционной холодильной машины: *АБ* — абсорбер; *Н* — насос; *Г* — генератор; остальные обозначения см. на рис. 3

ных машинах широко применяют раствор бромистого лития, в котором хладагентом является вода, а абсорбентом — бромистый литий.

Энергетическую эффективность абсорбционной холодильной машины оценивают тепловым коэффициентом:

$$\varsigma = \frac{Q_0}{Q_г + L_н},$$

где $L_н$ — тепловой эквивалент работы насоса.

Таким образом, в этой машине роль компрессора выполняют генератор, абсорбер и насос. Основное количество энергии, необходимое для ее работы, подводится к генератору в виде теплоты $Q_г$. Количество электроэнергии, необходимое для привода насоса, незначительно.

По сравнению с парокомпрессионными абсорбционные холодильные машины более надежны в эксплуатации, но существенно уступают им по металлоемкости и энергетическим затратам. При одинаковой подведенной теплоте Q_0 теплота $Q_г$ будет существенно больше теплового эквивалента работы компрессора L (см. формулу для определения холодильного коэффициента ε). Учитывая это, абсорбционные холодильные машины целесообразно применять на предприятиях, где имеется дешевая тепловая энергия для обогрева генератора.

В пароэжекторной холодильной машине (рис. 5) рабочим веществом обычно служит вода.

В кипятильнике (котле) вода кипит при подводе теплоты $Q_г$. Образующийся пар высокого давления поступает в эжектор (пароструйный аппарат). При истечении из сопла эжектора он развивает большую скорость, в результате чего его потенциальная энергия превращается в кинетическую энергию струи, засасывающую пар низкого давления из испарителя. После смешения рабочий пар из кипятильника и холодный пар из испарителя в эжекторе сжимаются и направляются в конденсатор. Пар конденсируется при отводе теплоты $Q_{кд}$ с помощью охлаждающей воды. Из конденсатора часть воды через регулирующий вентиль поступает в испаритель, а другая часть насосом подается в кипятильник.

Пароэжекторную холодильную машину, работающую на воде, широко используют в центральных системах кондиционирования воздуха, где хладоносителем также является вода со сравнительно высокой температурой (10...12 °С). Однако и при такой температуре давление кипения рабочего вещества (воды в испарителе) будет значительно ниже атмосферного. При этом возможен подсос воздуха из атмосферы в машину, что нарушает ее работу.

Энергетическую эффективность пароэжекторной машины, как и абсорбционной, оценивают тепловым коэффициентом

$$\varsigma = \frac{Q_0}{Q_г + L_н}.$$

Работа насоса $L_н$ значительно меньше теплоты $Q_г$ и ею можно пренебречь. Если в качестве источника $Q_г$ есть возможность использовать теплоту как отход другого производства, то пароэжекторные холодильные машины могут быть

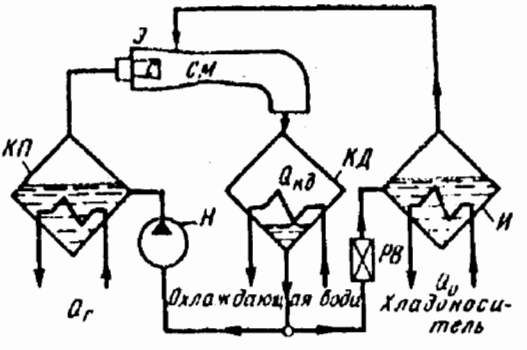


РИС. 5. Принципиальная схема пароэжекторной холодильной машины:
КП **— кипятильник;** ***Э*** **— эжектор;** ***С*** **— сопло эжектора;** ***СМ*** **— камера смешения эжектора; остальные обозначения см. на рис. 3, 4**

вполне энергетически выгодны.

В абсорбционной и пароэжекторной холодильных машинах совмещены прямой и обратный циклы. Поэтому тепловой коэффициент можно представить в виде произведения термического КПД прямого цикла и холодильного коэффициента обратного цикла:

$$\varepsilon = \eta_т \varepsilon.$$

Термоэлектрическая холодильная машина

Термоэлектрическую холодильную машину уместнее называть охлаждающим устройством из-за весьма специфической конструкции.

В термоэлектрическом охлаждающем устройстве низкую температуру получают с помощью полупроводниковых термоэлементов, соединенных последовательно в батарею.

Термоэлемент (рис. 6) состоит из двух с различной проводимостью полупроводников — электронного (—) и дырочного (+). Они последовательно соединяются металлическими пластинами, образующими спаи. При прохождении постоянного электрического тока один из спаев охлаждается и имеет температуру $T_х$, а другой — нагревается и имеет температуру $T_г$. При этом к первому спаю подводится из окружающей среды теплота Q_0, а от второго отводится теплота $Q_г$.

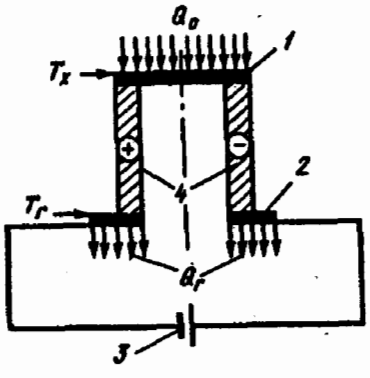


РИС. 6. Принципиальная схема термоэлемента:
1 — холодный спай; 2 — горячий спай; 3 — источник постоянного тока; 4 — полупроводники

Количество подводимой теплоты (теплота Пельтье) можно представить как

$$Q_0 = eT_х I,$$

где e — коэффициент, зависящий от свойств полупроводниковых материалов;

I — сила тока.

При изготовлении термоэлектрических охлаждающих устройств используют соединения висмута, сурьмы, селена и другие достаточно дорогие полупроводниковые материалы.

Применяя современные термоэлементы, можно получить разность температур $T_г - T_х = 20...60$ °С. Однако по энергетической эффективности термоэлектрические охлаждающие устройства существенно уступают парокомпрессионным холодильным машинам, из-за чего они не нашли широкого промышленного применения. Вместе с тем благодаря высокой надежности, конструктивной простоте, компактности, бесшумности, долговечности термоэлектрические охлаждающие устройства используют там, где предпочтение отдают указанным качествам,— в установках специального назначения, охлаждаемых барах-холодильниках, транспортных холодильниках небольшой емкости, водоохладителях, кондиционерах специального назначения.

Вихревая труба

Помимо рассмотренных холодильных машин, распространенне нашли вихревые трубы (охладители), к которым энергия, необходимая для их работы, подводится с воздухом, имеющим обычно температуру окружающей среды.

Принципиальная схема вихревой трубы показана на рис. 7.

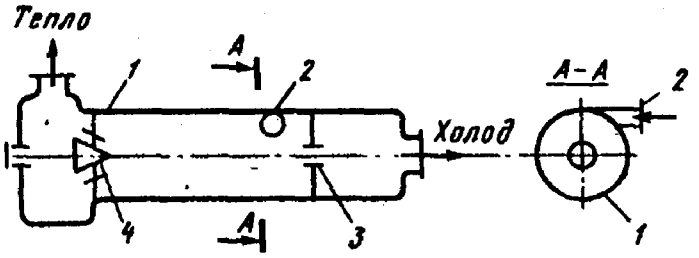


РИС. 7. Принципиальная схема вихревой трубы:
1 — корпус; *2* — сопло; *3* — диафрагма; *4* — вентиль

Предварительно сжатый воздух поступает в трубу через сопло, направленное по касательной линии к внутренней поверхности. Поток воздуха закручивается в трубе. Молекулы воздуха, двигающиеся по поверхности трубы с большой скоростью, направляются к вентилю, а молекулы в центральной части потока с малой скоростью проходят через диафрагму и выходят с другого конца трубы с более низкой, чем начальная, температурой.

Температура холодного потока зависит от давления воздуха на входе в сопло и от отношения массы холодного потока к общей массе воздуха, поступающего в трубу.

При начальном давлении 0,3... 0,5 МПа можно получить на холодном конце трубы температуру воздуха на 50 °С ниже начальной.

Вихревая труба по энергетической эффективности уступает парокомпрессионной холодильной машине, воздух обладает большой осушающей способностью. Поэтому вихревая труба может представлять интерес благодаря простоте конструкции лишь для лабораторных и специальных установок.

Список литературы

1. Теоретические основы тепло- и хладотехники: Под ред. Э. И. Гуйго. Л.: Изд-во ЛГУ, 1974.
2. Холодильные машины: Под общей ред. И. А. Сакуна. Л.: Машиностроение, 1985.

ТЕМА 3

Рабочие вещества холодильных машин

Рабочее вещество, с помощью которого в холодильной машине совершается обратный круговой процесс или цикл, называют холодильным агентом. В специальной технической литературе применяют сокращенный термин хладагент.

Ранее в качестве хладагентов применяли двуокись углерода, аммиак, сернистый ангидрид и углеводороды — хлористый этил и хлористый метил. В 30-х годах на смену сернистому ангидриду и углеводородам пришли фреоны — углеродные или углеводородные соединения, содержащие фтор, хлор и бром. Это позволило повысить надежность, энергетическую эффективность и безопасность холодильных машин.

Фреон — это торговая марка, принадлежащая американской фирме «Дюпон», которая в 1928 г. впервые синтезировала фреон-12. В нашей стране вместо термина фреон ввели термин хладон. Между тем в специальной технической литературе продолжают применять термин фреон.

По виду используемого хладагента различают холодильные машины аммиачные, фреоновые, пропановые, пароводяные, водоаммиачные и др.

В настоящее время на практике применяют до 20 хладагентов.

Обозначение и классификация хладагентов

Для обозначения хладагентов были приняты их химические названия и формулы. Например, аммиак — NH_3, двуокись углерода — CO_2, метан — CH_4. Однако это неудобно и сложно.

Международной организацией по стандартизации (ИСО) введен международный стандарт МС ИСО 817—74 на систему обозначений. В соответствии с этим стандартом предпочтительнее символическое (условное) обозначение хладагентов — буквой R (первая буква английского слова Refrigerant, т. е. хладагент) и цифрами.

У хладагентов неорганического происхождения цифры соответствуют их молекулярной массе, увеличенной на 700.

У хладагентов органического происхождения на основе углеводородов (у фреонов) цифрами кодируют структуру молекулы. Они соответствуют: последняя — числу атомов фтора, предпоследняя — увеличенному на единицу числу атомов водорода, третья справа — уменьшенному на единицу числу атомов углерода.

Если вместо атомов хлора в молекуле содержатся атомы брома, то после цифр, указывающих число атомов фтора, добавляют букву В и цифру, соответствующую числу атомов брома.

Примеры обозначения хладагентов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Символическое обозначение	Химическое название	Химическая формула
R717	Аммиак	NH_3
R718	Вода	H_2O
R744	Двуокись углерода	CO_2
R11	Фтортрихлорметан	$CFCl_3$
R12	Дифтордихлорметан	CF_2Cl_2
R22	Дифторхлорметан	CHF_2Cl
R170	Этан	CH_3CH_3
R13B1	Трифторбромметан	CF_3Br

В качестве хладагентов используют не только однородные вещества, но и смеси. Двухкомпонентные смеси называют бинарными.

Неазеотропные смеси (у которых в процессах кипения и конденсации меняется процентный состав компонентов) обозначают через компоненты с указанием их содержания в смеси в процентах (по массе). Например, неазеотропную смесь, состоящую из R22 (90 %) и R12 (10 %), обозначают: R22/R12 (90/10). При этом компоненты располагают в порядке повышения их нормальной* температуры кипения $t_{н.к}$.

Азеотропные смеси (у которых в процессах кипения и конденсации не меняется процентный состав, т. е. они ведут себя как однокомпонентные вещества) условно обозначают цифрами 501, 502, 503 и т. д. Например, R502 — это азеотропная смесь из R115 (51,2 %) и R22 (48,8 %).

По давлению конденсации при температуре конденсации $t_к$=30 °С хладагенты делят на три группы:

хладагенты высокого давления ($2<p_{30}<7$ МПа) или низкотемпературные ($t_{н.к}$ ниже —60 °С);

хладагенты среднего давления ($0{,}3<p_{30}<2$ МПа) или среднетемпературные ($t_{н.к}$ выше —60 °С и ниже —10 °С);

хладагенты низкого давления ($p_{30}<0{,}3$ МПа) или высокотемпературные ($t_{н.к}$ выше —10 °С).

Хладагенты высокого давления используют в низкотемпературных многоступенчатых и каскадных холодильных машинах; хладагенты среднего давления — в среднетемпературных холодильных машинах при температурах кипения от —10 до —30 °С (эти машины преимущественно применяются в отраслях, связанных с заготовкой, производством, хранением и реализацией пищевых продуктов); хладагенты низкого давления — в тепловых насосах, системах кондиционирования воздуха, охладителях напитков и т. д.

* Нормальная температура кипения соответствует нормальному атмосферному давлению 760 мм рт. ст. (~ 0,1 МПа).

Свойства хладагентов

Основные *термодинамические свойства* наиболее распространенных хладагентов приведены в табл. 2 [3, 5].

Нормальная температура кипения $t_{н.к}$ является пределом, ниже которого в системе холодильной машины будет вакуум, что может привести к «подсосу» окружающего воздуха и нарушить ее нормальную работу.

Температура замерзания $t_з$ — это тот предел, который ограничивает возможность использования данного хладагента.

Критические температура $t_{кр}$ и

Таблица 2

Хладагент	Термодинамические свойства				
	$t_{н.к}$, °С	$t_з$, °С	$t_{кр}$, °С	$p_{кр}$, МПа	r, кДж/кг
Хладагенты высокого давления (низкотемпературные)					
R744	—78,5*	—56,6	31,2	7,38	573**
R13	—81,6	—180,0	28,8	3,85	150
R14	—128,0	—184,0	—45,6	3,74	136
Хладагенты среднего давления (среднетемпературные)					
R717	—33,3	—77,7	132,4	11,3	1360
R12	—29,7	—155,9	112,0	4,11	166
R22	—40,8	—160,0	96,1	4,99	229
R115	—38,9	—106,0	79,9	3,19	126
R143	—47,6	—111,3	73,1	4,11	226
R502	—45,6	—	82,2	4,01	175
Хладагенты низкого давления (высокотемпературные)					
R11	23,6	—111,0	198,0	4,37	182
R21	8,7	—135,0	178,5	5,17	239
R142	—9,2	—138,0	136,4	4,14	224
R718	100,0	0,0	374,2	22,11	2260

* и ** — соответственно температура и теплота сублимации при атмосферном давлении.

давление $p_{кр}$ указывают верхний предел области, в которой хладагент может быть в жидком состоянии. Выше критических параметров хладагент находится в газообразном состоянии, когда невозможны процессы кипения и конденсации.

Удельная (скрытая) теплота парообразования r приведена при атмосферном давлении. С повышением давления и температуры кипения значение r уменьшается и становится равным 0 при критических параметрах.

Чем больше значение r, тем меньшую массу жидкого хладагента необходимо превратить в пар, чтобы забрать от охлаждаемого вещества заданную теплоту. Следовательно, в системе холодильной машины может циркулировать меньшее количество хладагента.

Из хладагентов среднего давления наибольшей удельной теплотой парообразования r обладает аммиак. Это — одно из основных его термодинамических достоинств.

Еще большее значение r у воды, однако она может служить хладагентом лишь при температурах выше 0 °С. При этом давление кипения должно быть меньше атмосферного (вакуум), если температура кипения ниже 100 °С. Поэтому воду используют как хладагент лишь в теплоиспользующих холодильных машинах, работающих в системах кондиционирования воздуха (см. тему 2).

Превращение жидкости в пар (процесс кипения) при постоянном давлении сопровождается поглощением теплоты, при этом температура кипения не изменяется. Жидкость в состоянии, когда начинается процесс кипения, называют насыщенной жидкостью. Ее показатели в этом состоянии обозначают одним штрихом, например: ρ' — плотность насыщенной жидкости, кг/м^3; обратная ей величина v' — удельный объем насыщенной жидкости, м^3/кг.

Превращение пара в жидкость (процесс конденсации) сопровождается отводом теплоты и у чистых веществ происходит при постоянной температуре конденсации. Пар в состоянии, когда начинается процесс конденсации, называют насыщенным паром. Его показатели в этом состоянии обозначают двумя штрихами, например: ρ'' — плотность насыщенного пара, кг/м^3.

Количество теплоты, которое нужно отвести (при постоянных температуре конденсации $t_к$ и давлении конденсации $p_к$) для превращения единицы массы пара в жидкость, называют удельной (скрытой) теплотой конденсации. Ее, как и удельную теплоту парообразования, обозначают r, кДж/кг.

Температуру, при которой значения удельной теплоты парообразования и удельной теплоты конденсации равны, называют температурой насыщения.

Теплофизические свойства ряда хладагентов при температуре кипения $t_0 = -20$ °С и соответствующем этой температуре давлении p_0 приведены в табл. 3 [4].

Плотность ρ аммиака намного меньше, чем плотность фреонов. Пары аммиака легче воздуха, а пары фреонов — тяжелее. Это учитывают при устройстве вентиляции в машинных залах, где установлены соответствующие холодильные машины.

Чем меньше плотность хладагента, тем меньше затраты мощности на его циркуляцию в трубопроводах и преодоление сопротивления в клапанах компрессора.

Значительно бо́льшие коэффициент теплопроводности λ и удельная теплота парообразования r у аммиака, чем у фреонов, обеспечивают лучшую теплоотдачу при его кипении и конденсации в теплообменных аппаратах.

Меньшая динамическая вязкость паров μ'' у аммиака способствует

Таблица 3

Хладагент	Теплофизические свойства							
	p_0, МПа	ρ', кг/м³	λ', Вт/(м·К)	$\mu' \cdot 10^5$, Па·с	r, кДж/кг	ρ'', кг/м³	$\lambda'' \cdot 10^5$, Вт/(м·К)	$\mu'' \cdot 10^5$, Па·с
R717	0,19	665	0,538	21,6	1329	1,605	2,03	0,854
R12	0,15	1457	0,083	31,6	161,6	9,17	0,764	1,164
R13	1,14	1244	0,060	12,9	110,5	72,06	1,12	1,40
R22	0,24	1347	0,102	30,2	219,5	10,82	0,84	1,12
R502	0,29	1398	0,081	28,44	155,6	17,05	0,89	1,11

меньшим затратам работы в клапанах аммиачных компрессоров, чем в клапанах фреоновых компрессоров.

Все это свидетельствует о высокой значимости как термодинамических, так и теплофизических свойств хладагентов для работы холодильных машин.

К основным *физико-химическим свойствам* хладагентов относят растворимость в них масел, взаимодействие с водой, воздействие на конструкционные материалы.

Аммиак весьма незначительно растворяет масло. Это позволяет отделять масло от аммиака и выводить его из системы холодильной машины.

Вода неограниченно растворяется в аммиаке.

Аммиак в присутствии воды и кислорода разрушает цветные металлы.

Большая растворимость масел во фреонах (R11, R12, R502) приводит к интенсивному пенообразованию в испарителях, лучшим условиям смазки трущихся поверхностей в компрессорах, но вместе с тем — к повышению вязкости хладагентов и ухудшению теплоотдачи в аппаратах.

Из-за нерастворимости воды во фреонах особо строгие требования предъявляются к осушке системы фреоновой машины перед зарядкой хладагентом. Свободная вода может замерзнуть в дроссельном органе и вывести из строя машину.

Особо тщательной осушке подлежат системы фреоновых холодильных машин с герметичными компрессорами, имеющими встроенные электродвигатели, поскольку присутствие воды может привести к сгоранию обмотки статора встроенного электродвигателя.

Фреоны инертны к металлам.

Исключительно большое значение для безопасной эксплуатации холодильных машин имеют *токсичность* и *взрывоопасность* хладагентов.

Токсичность оценивают коэффициентом токсической опасности $K_{т.о} = \rho_{20}/ПДК$,

где ρ''_{20} — плотность паров хладагента при 20 °С;

ПДК — предельно допустимая концентрация хладагента в воздухе, мг/м³.

Значения ПДК и $K_{т.о}$ для ряда хладагентов приведены в табл. 4.

Таблица 4

Хладагент	ПДК, мг/м³	$K_{т.о} \cdot 10^{-3}$
R11	1000	5
R12	300	9
R22	3000	10
R142	3000	4
R502	3000	20
R717	20	300

Наибольшую токсическую опасность представляет аммиак. Он имеет резкий неприятный запах, сильно раздражает слизистые оболочки дыхательных путей и глаз. При его содержании в воздухе более 0,5 % (по объему) происходит отравление. Поэтому на предприятиях с аммиачными холодильными установками действуют очень строгие правила техники безопасности.

Кроме того, аммиак взрывоопасен при концентрации 16...28 %.

Фреоны взрывобезопасны, но при открытом пламени разлагаются, образуя отравляющее вещество — фосген. Поэтому в машинных залах фреоновых холодильных установок запрещается курить.

В 1986 г. в Монреале был подписан Международный протокол об ограничении производства и контроле за использованием экологически опасных фреонов, которые разрушают озоновый слой атмосферы. К наиболее озоноактивной группе относят R11, R12, R113, R114 и R115 [2].

R22 имеет существенно более низкую активность. Поэтому в ближайшие годы намечается [1] перевод холодильных машин на R22 (вместо R12). Разрабатывается также ряд альтернативных хладагентов: R123, R134a, R152 и др.

Применение хладагентов

Выбор хладагента для конкретной холодильной машины — одна из важнейших инженерных задач. При этом учитывают назначение машины, ее холодопроизводительность, условия эксплуатации, стоимость хладагента и разнообразие его свойств.

В современной отечественной и зарубежной практике наибольшее применение в стационарных холодильных машинах большой холодопронзводительности для получения температур от 0 до —40 °С нашел аммиак. Это связано с его хорошими термодинамическими свойствами и низкой стоимостью.

В холодильных машинах малой холодопроизводительности, в бытовых холодильниках, а также транспортных установках используют фреоны. При температурах кипения от —10 до —25 °С предпочтение пока отдают R12 из-за его более низкой стоимости и доступности по сравнению с R22, а также более низкой температуры конца сжатия в компрессоре.

R22 применяют главным образом в низкотемпературных машинах при температурах кипения ниже —25 °С.

Наиболее предпочтительным для низкотемпературных одноступенчатых машин малой и средней холодопроизводительности является R502. К сожалению, отечественная химическая промышленность не выпускает его в нужном объеме.

Применение фреонов в машинах большой холодопроизводительности сдерживается из-за их текучести (способности проникать через мельчайшие неплотности) и высокой стоимости.

Хладоносители и их свойства

Хладоносители применяют для «транспортировки холода» от источника его получения (испарителя) до охлаждаемого объекта (камеры, аппарата и др.).

При одинаковых условиях (одинаковые температура воздуха в охлаждаемом объекте и тепловая нагрузка на него) энергопотребление в системе с хладоносителем будет выше, чем в системе непосредственного охлаждения (хладагент кипит непосредственно в аппарате, находящемся в охлаждаемом объекте). Это объясняется тем, что в системе с хладоносителем для его охлаждения температура кипения хладагента должна быть ниже на 5...6 °С. Кроме того, необходи-

ма дополнительная энергия для насосов, осуществляющих циркуляцию хладоносителя.

Несмотря на бо́льшую энергоемкость, систему с хладоносителем приходится применять при большом числе потребителей холода с различными температурами, расположенных на значительном расстоянии друг от друга. В отдельных случаях использование системы с хладоносителем обусловлено специфичностью охлаждаемых объектов (искусственные катки, грунты и др.).

Наиболее распространенные хладоносители и их основные свойства приведены в табл. 5 [6].

Самым доступным хладоносителем является вода, которой присущи хорошие теплофизические свойства. Высокая нормальная температура кипения $t_{н.к}$ обусловливает ее малую летучесть (испарение). Сравнительно низкая динамическая вязкость μ предопределяет уменьшенный расход электроэнергии на привод насосов. Высокая объемная теплоемкость $c_p\varrho$ позволяет меньше расходовать воды и тем самым снизить расход электроэнергии на ее циркуляцию.

Вода предпочтительнее других хладоносителей и благодаря малой коррозионной активности, нетоксичности, пожаро- и взрывобезопасности. Однако ее использование ограничено из-за сравнительно высокой температуры замерзания $t_з = 0$ °С. Поэтому воду применяют в качестве хладоносителя главным образом в центральных системах кондиционирования воздуха.

В холодильных установках круп-

Таблица 5

Хладоноситель	Химическая формула	Свойства хладоносителей						
		$t_з$, °С	$t_{н.к}$, °С	$\mu \cdot 10^4$, Па·с	$c_p\rho$, $\frac{кДж}{(м^3 \cdot К)}$	Коррозионная активность	Токсичность	Пожаро- и взрывоопасность
Вода	H_2O	0,0	100	15,5*	4200*	Слабая	Нет	Нет
Раствор хлористого натрия (23,1 %)	NaCl	—21,2	106	26*	3900*	Сильная	»	»
Раствор хлористого кальция (29,9 %)	$CaCl_2$	—55	110	51,4*	3524*	Средняя	Средняя	»
Этиленгликоль (антифриз, 67 %)	$C_2H_4(OH)_2$	—73	189	284,5**	3223**	Слабая	Слабая	»
Трихлорэтилен	C_2HCl	—86,3	88	10,6**	1350**	Нет	Средняя	Средняя
Дихлорметан (R30)	CH_2Cl_2	—96,7	40,1	8,6**	1525**	»	»	»

* При температуре 5°С.
** При температуре —40 °С.

ных холодильников промышленности и торговли в качестве хладоносителей используют в основном рассолы — водные растворы хлористого натрия NaCl и хлористого кальция $CaCl_2$. Последний предпочтительнее из-за более низкой температуры замерзания и меньшей коррозионной активности. Однако он дороже, чем NaCl.

Для снижения коррозионной активности в рассолы добавляют специальные ингибиторы, например кальтозин, предложенный ВНИКТИхолодпромом.

Для специальных целей, где требуется хладоноситель с особо низкой температурой, используют этиленгликоль, трихлорэтилен или дихлорметан (R30). Однако их стоимость значительно выше стоимости рассолов.

Список литературы

1. Быков А. В., Калнинь И. М., Сапронов В. И. Альтернативные озонобезопасные хладагенты // Холодильная техника. 1989, № 3.
2. Гидаспов Б. В., Максимов Б. Н. Проблемы применения фреонов в холодильной технике // Холодильная техника. 1989, № 3.
3. Теплофизические основы получения искусственного холода: Справочник. М.: Пищевая промышленность, 1980.
4. Холодильная техника. Свойства веществ: Справочник. М.: Агропромиздат, 1985.
5. Холодильные компрессоры: Справочник. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981.
6. Холодильные машины: Справочник. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982.

ТЕМА 4

Принципиальные схемы и циклы одноступенчатых парокомпрессионных холодильных машин

Термодинамические диаграммы

Теоретические циклы холодильных машин изображают на термодинамических диаграммах, которые позволяют лучше понять принцип действия холодильных машин. Термодинамические диаграммы, кроме того, служат теоретической базой для расчета холодильных машин в целом и их отдельных элементов.

Наиболее распространены диаграммы энтальпия — давление (i, $\lg p^*$-диаграмма) и энтропия — температура (s, T-диаграмма). Первую применяют для тепловых расчетов, вторую — для анализа термодинамической эффективности циклов. При этом используют следующие простые измеряемые параметры:

температуру t в °С или абсолютную температуру T в К;

давление p в Па или производных единицах (1 кПа $= 10^3$ Па, 1 МПа $= 10^6$ Па $= 10{,}2$ кгс/см^2 $=$ $= 10$ бар);

удельный объем v в м^3/кг;

плотность $\rho = 1/v$ в кг/м^3, т. е. величину, обратную удельному объему.

Кроме простых измеряемых параметров, используют также сложные расчетные параметры:

энтальпию I в кДж;

энтропию S в кДж/К.

Энтальпия I — это полная энергия рабочего вещества (хладагента), зависящая от его термодинамического состояния. На диаграммах и в расчетах применяют обычно удельную энтальпию i в кДж/кг, т. е. отнесенную к единице массы хладагента.

Удельную энтальпию можно выразить как $i = u + pv$,

где u — внутренняя энергия хладагента, кДж/кг;

p — абсолютное давление, Па;

v — удельный объем, м^3/кг.

В этом выражении слагаемое pv представляет собой потенциальную энергию давления p. Она расходуется на совершение работы.

Значения i, зависящие от принятого на конкретных диаграммах или в таблицах начала отсчета, в разных источниках (учебниках, справочниках) могут не совпадать при одних и тех же значениях t и p.

Энтропия S — это также расчетный параметр, являющийся функцией термодинамического состояния хладагента, характеризующий направление протекания процесса теплообмена между хладагентом и внешней средой. На диаграммах и в расчетах пользуются удельной энтропией s в кДж/(кг·К), т. е. отнесенной к единице массы хладагента. Интерес обычно представляет ее изменение

$\Delta s = \Delta q / T_m$,

где Δq — теплота, отнесенная к единице массы хладагента, кДж/кг;

T_m — средняя абсолютная температура в течение процесса теплообмена, К.

На i, $\lg p$- и s, T-диаграммах (рис. 1) из точки K, соответствующей критическому состоянию хладагента, расходятся две так называемые пограничные кривые, разделяющие поле на три зоны: переохлажденной жидкости (ПЖ), парожидкостной смеси

---

* Логарифмическая ось давления принимается в целях уменьшения масштаба диаграммы.

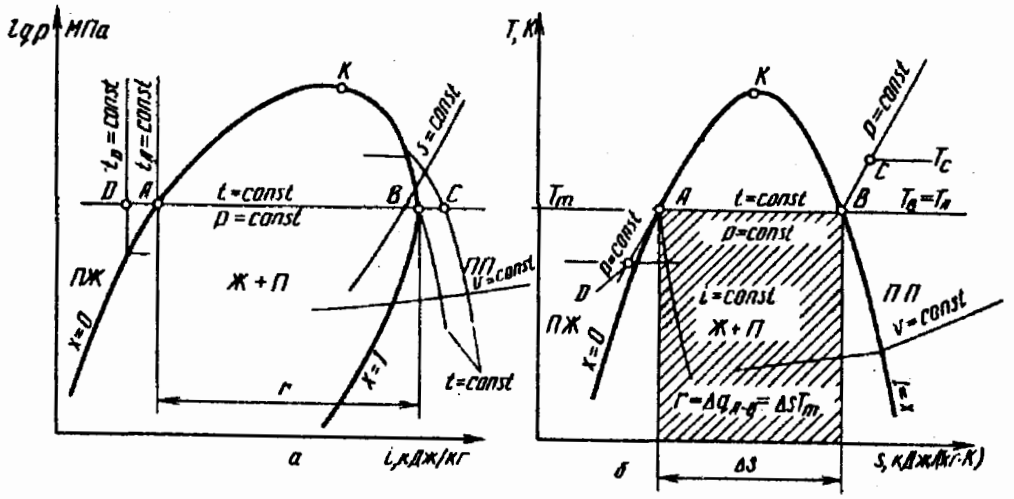


РИС. 1. Изображение теплообменных процессов на термодинамических диаграммах:
***а — i, lgp*-диаграмма; *б — s, T*-диаграмма**

(Ж+П) и перегретого пара (ПП).

Если на i, lg p-диаграмме провести линию постоянного давления (p=const) — изобару, а на s, T-диаграмме линию постоянной температуры (T=const) — изотерму, то они пересекут пограничные кривые в точках A и B. В точке A хладагент находится в состоянии насыщенной жидкости, а в точке B — насыщенного пара.

Фазовый переход от жидкости к пару на диаграммах идет слева направо. При подводе теплоты (энтальпия и энтропия возрастают) переохлажденная жидкость, достигнув состояния насыщения в точке A, начинает кипеть. По мере дальнейшего подвода теплоты содержание жидкости в единице массы хладагента уменьшается, а содержание пара увеличивается и в точке B достигает 100 %. Образуется насыщенный пар. Паросодержание x хладагента на левой пограничной кривой равно 0, а на правой 1. Состояние при x=1 называют также сухим насыщенным паром, чтобы подчеркнуть, что пар не содержит частиц жидкости в отличие от влажного пара, представляющего собой смесь пара и жидкости (П+Ж).

Фазовый переход от пара к жидкости на диаграммах идет справа налево. При отводе теплоты происходит процесс конденсации хладагента. Он начинается в точке B и заканчивается в точке A.

На i, lg p-диаграмме разность значений энтальпий i в точках A и B будет равна величине r в кДж/кг, которую в зависимости от направления процесса (от A к B или от B к A) называют удельной (скрытой) теплотой парообразования или удельной теплотой конденсации (см. тему 3).

На s, T-диаграмме величине r будет соответствовать площадь (заштрихованная) под процессом A — B, так как

$$r=\Delta q_{A-B}=\Delta s T_m.$$

Параметры, соответствующие состоянию хладагента на левой пограничной кривой (x=0), обозначают с одним штрихом, а на правой (x=1) — с двумя. Таким образом, $r=i''_B-i'_A$.

В процессах кипения и конденсации давление и температура насыщения остаются неизменными, так как подводимая или отводимая теплота расходуется на изменение агрегатного состояния хладагента. При этом температура насыщения зависит от давления. При его увеличении она повышается, а при уменьшении — понижается. Это необходимо твердо помнить для уяс-

ления принципа действия холодильной машины.

Если после подвода определенного количества теплоты и достижения хладагентом состояния насыщенного пара в точке B продолжать подводить теплоту при постоянном давлении ($p=\text{const}$), то этот процесс $B-C$ будет сопровождаться повышением температуры: $T_C > T_B$. Насыщенный пар перейдет в точке C в состояние, называемое перегретым паром. Перегрев пара θ_C определяется разностью температур:

$$\theta_C = T_C - T_B.$$

Аналогично, если после окончания процесса конденсации $B-A$ продолжать отводить теплоту, то дальнейший процесс $A-D$ будет сопровождаться понижением температуры. Насыщенная жидкость перейдет в точке D в состояние, называемое переохлажденной жидкостью. Переохлаждение жидкости определяется разностью температур:

$$\theta_D = T_A - T_D.$$

На i, $\lg p$-диаграмме (рис. 1, *а*) изотермы ($T=\text{const}$) в зоне ПЖ идут почти вертикально вверх, параллельно изоэнтальпам — линиям постоянной удельной энтальпии ($i=\text{const}$), а в зоне ПП — резко вниз.

На s, T-диаграмме (рис. 1, *б*) изотермы горизонтальны. Изобары ($p=\text{const}$) в зоне ПЖ идут резко вниз и почти совпадают с пограничной кривой ($x=0$), в зоне ПП — поднимаются круто вверх. Изоэнтальпы ($i=\text{const}$) спускаются круто вниз.

Линии постоянной удельной энтропии ($s=\text{const}$) на s, T-диаграмме вертикальны, а на i, $\lg p$-диаграмме (рис. 1, *а*) располагаются примерно под углом 45° к горизонтали.

С небольшим подъемом от горизонтали идут на обеих диаграммах линии постоянного удельного объема ($v=\text{const}$). Большим давлениям p соответствует меньший удельный объем v.

Поскольку при работе парокомпрессионной холодильной машины в установившемся (стационарном) режиме давления кипения p_0 и конденсации $p_к$ хладагента постоянны, количество подводимой или отводимой теплоты изображается на i, $\lg p$-диаграмме в виде отрезка прямой линии и равно разности энтальпий в начале и конце процесса. В этом заключается достоинство i, $\lg p$-диаграммы, которое обусловило ее широкое использование для расчета парокомпрессионных холодильных машин.

Принципиальная схема и цикл одноступенчатой аммиачной холодильной машины

Принципиальная схема одноступенчатой аммиачной холодильной машины показана на рис. 2, *а*, ее теоретический цикл (обратный круговой процесс) в i, $\lg p$-диаграмме — на рис. 2, *б* и в s, T-диаграмме — на рис. 2, *в*.

Принципиальная схема включает лишь основные элементы машины, необходимые для осуществления ее цикла. Вспомогательные элементы (аппараты, арматуру и др.), которые могут играть существенную роль в обеспечении надежного и безопасного функционирования машины, на принципиальных схемах обычно не показывают.

Цифрами 1, 2, 3 и т. д. на принципиальной схеме и диаграммах обозначают так называемые характерные точки, соответствующие состоянию хладагента в начале или конце процесса, происходящего в холодильной машине или какомлибо ее элементе.

На рис. 2 точка *1* соответствует состоянию перегретого пара, всасываемого компрессором. В целях предотвращения «влажного хода» (попадания в цилиндр компрессора частиц жидкости) пар в этой точке должен быть перегрет, т. е. иметь

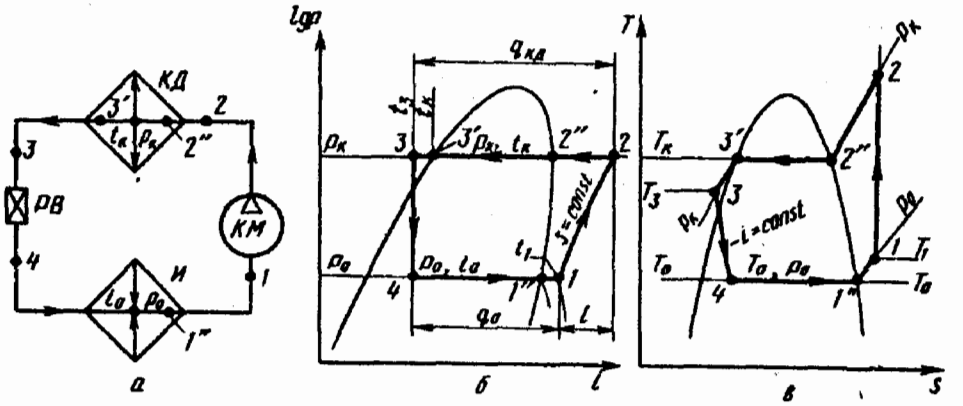


РИС. 2. Принципиальная схема (*а*) и цикл на *i*, *lgp*-диаграмме (*б*) и *s*, *T*-диаграмме (*в*) одноступенчатой аммиачной холодильной машины:
***КМ* — компрессор; *КД* — конденсатор; *И* — испаритель; *РВ* — регулирующий вентиль**

температуру на 5...10 °С выше температуры насыщенного пара в точке *1″*.

Процесс перегрева пара *1″—1* может происходить внутри испарителя, частично во всасывающем трубопроводе и во всасывающей полости самого компрессора. Обычно перегрев в трубопроводе при рассмотрении принципиальных схем и циклов не учитывают. На рис. 2 показано, что точка *1″* находится «внутри» испарнтеля.

Процесс сжатия пара *1—2* осуществляется в компрессоре. Пар сжимается от давления кипения p_0 до давления конденсации $p_к$. Этот процесс считают изоэнтропным ($s=\text{const}$), протекающим без трения между молекулами и без теплообмена с окружающей средой,— особый случай адиабатного процесса.

В точке *2* хладагент находится в состоянии сильно перегретого пара при давлении $p_к$. Для совершения процесса сжатия *1—2* необходимо затратить работу *l* в кДж/кг, которую можно определить как разность энтальпий в конце и начале процесса:

$$l=i_2-i_1,$$

так как рост энтальпии пара пропорционален затраченной механической работе.

Для того чтобы осуществить процесс конденсации, необходимо сначала понизить температуру перегретого пара до температуры насыщенного пара при данном давлении $p_к$. Процесс охлаждения пара (сбив перегрева) *2—2″* может происходить в конденсаторе и частично в нагнетательном трубопроводе. Точка *2″* показана на рис. 2, *а* «внутри» конденсатора.

Процесс конденсации *2″—3′*, т. е. превращения насыщенного пара в насыщенную жидкость, происходит при постоянных давлении $p_к$ и температуре $t_к$ и сопровождается отдачей теплоты среде, охлаждающей конденсатор. Это скрытая или удельная теплота конденсации $r_{кд}=i_{2''}-i_{3'}$.

После завершения процесса конденсации при наличии соответствующих условий (необходимой теплообменной поверхности) жидкий хладагент может быть здесь же, в конденсаторе, переохлажден (процесс *3′—3*) от температуры насыщенной жидкости до более низкой температуры при том же давлении $p_к$.

Так как процессы *2—2″*, *2″—3′* и *3′—3* протекают в конденсаторе, общая удельная теплота $q_{кд}$ в кДж/кг, отводимая в конденсаторе:

$$q_{кд}=i_2-i_3.$$

Переохлажденный жидкий хладагент поступает в регулирующий вентиль, где осуществляется процесс дросселирования *3—4* (см. те-

му 1). При этом давление падает от $p_к$ до p_0, а температура понижается от t_3 до t_0.

В процессе дросселирования полезная работа не совершается, а энергия в виде теплоты передается хладагенту и расходуется на частичное испарение жидкости. Поэтому при неизменной энтальпии возрастает его энтропия.

Процесс кипения $4—1''$ хладагента происходит в испарителе при постоянных давлении p_0 и температуре t_0 и, так же как и процесс конденсации, является одновременно изобарическим и изотермическим. В процессах кипения $4—1''$ и перегрева $1''—1$ энтальпия хладагента возрастает от i_4 до i_1. Величину

$$q_0 = i_1 - i_4$$

в кДж/кг называют удельной массовой холодопроизводительностью машины.

Для рассмотренного цикла $1—2—3—4—1$ холодильный коэффициент (см. тему 2)

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1},$$

а удельная теплота, отводимая в конденсаторе, равна сумме удельной массовой холодопроизводительности машины и работы сжатия:

$$q_{кд} = q_0 + l.$$

Последнее уравнение отражает тепловой баланс холодильной машины, соответствующий первому закону термодинамики.

Принципиальная схема и цикл одноступенчатой фреоновой холодильной машины

Особенностью фреоновых холодильных машин по сравнению с аммиачными является возможность использования компрессоров со встроенными электродвигателями (герметичных и бессальниковых), а также включения в схему регенеративного теплообменника (РТО), позволяющего повысить эффективность работы машины.

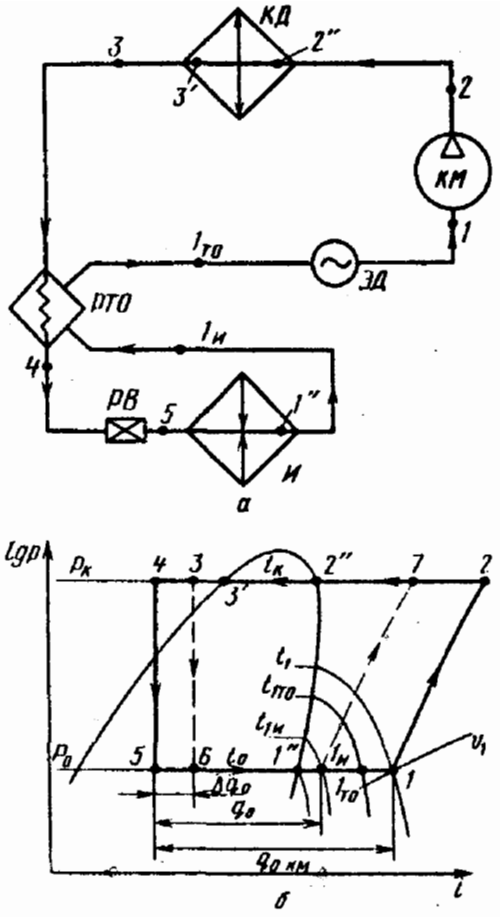


РИС. 3. Принципиальная схема (*а*) и цикл на *i*, lg*p*-диаграмме (*б*) одноступенчатой фреоновой холодильной машины с регенеративным теплообменником и компрессором, имеющим встроенный электродвигатель:
КМ **— компрессор;** ***ЭД*** **— встроенный электродвигатель;** ***КД*** **— конденсатор;** ***И*** **— испаритель;** ***РТО*** **— регенеративный теплообменник**

Принципиальная схема одноступенчатой фреоновой холодильной машины и ее теоретический цикл на *i*, lg *p*-диаграмме показаны на рис. 3.

Пар из испарителя направляется в РТО, где он омывает змеевик, внутри которого протекает жидкий хладагент, поступающий из конденсатора. В результате теплообмена пар, забирая теплоту от жидкости, перегревается (процесс $1_и — 1_{то}$), а жидкость внутри змеевика переохлаждается (процесс $3—4$).

Если пренебречь теплообменом с окружающей средой, то тепловой баланс РТО можно представить в виде равенства:

$$i_3 - i_4' = i_{1\,то} - i_{1и},$$

в котором разность энтальпий $i_3 - i_4$ равна теплоте, отводимой от 1 кг жидкого хладагента, а разность энтальпий $i_{1\,то} - i_{1и}$ равна теплоте, подводимой к 1 кг пара, поступающего в РТО из испарителя.

Задаваясь перегревом пара в РТО

$$\theta_{рто} = t_{1\,то} - t_{1и}$$

и определяя по диаграмме или таблице перегретого пара соответствующие значения энтальпий $i_{1и}$ и $i_{1\,то}$, из уравнения теплового баланса РТО находят энтальпию

$$i_4 = i_3 - (i_{1\,то} - i_{1и}).$$

По энтальпии i_4 на изобаре $p_к = \text{const}$ определяют положение точки *4*.

Из РТО пар поступает в кожух компрессора и, омывая обмотку статора встроенного электродвигателя, еще более перегревается (процесс $1_{то} - 1$). Перегрев

$$\theta_{эд} = t_1 - t_{1\,то}$$

зависит от КПД и мощности встроенного электродвигателя. При построении цикла величину $\theta_{эд}$ принимают примерно равной 10...15 °С.

Остальные процессы данного теоретического цикла, а также его построение аналогичны соответствующим процессам цикла и его построению для одноступенчатой аммиачной холодильной машины (см. рис. 2).

Сравнение циклов

Дополнительно на рис. 3, *б* пунктиром показаны процессы: *3—6* — дросселирования в регулирующем вентиле при отсутствии РТО, $1_и$ — *7* — сжатия в компрессоре при отсутствии РТО и в компрессоре без встроенного электродвигателя (в этих случаях принципиальная схема и цикл машины не отличаются от показанных на рис. *2*).

Из сравнения двух циклов, представленных на рис. *2* и *3*, вытекает, что введение РТО позволяет повысить удельную массовую холодопроизводительность машины

$$\Delta q_0 = i_6 - i_5,$$

но при этом возрастает перегрев всасываемого пара:

$$\theta_{рто} = t_{1\,то} - t_{1и}.$$

Общий перегрев всасываемого пара в РТО и встроенном электродвигателе компрессора

$$\theta_1 = t_1 - t_{1и}.$$

При этом следует учитывать, что необходимая удельная массовая холодопроизводительность компрессора

$$q_{0\,км} = i_1 - i_5.$$

Величина $q_{0\,км}$ в кДж/кг показывает, какое количество теплоты отводит 1 кг хладагента, поступающего в компрессор, при рабочих параметрах цикла p_0, $p_к$, θ_1.

В тепловом расчете используют также удельную объемную холодопроизводительность компрессора $q_{v\,км}$ в кДж/м^3:

$$q_{v\,км} = q_{0\,км}/v_1,$$

где v_1 — удельный объем пара, всасываемого в цилиндр компрессора, м^3/кг.

При расчете холодильной машины обычно задаются тепловой нагрузкой на испаритель $Q_и$ в кВт (кДж/с). Тогда количество циркулирующего хладагента (массовый расход) $G_а$ в кг/с находят по отношению

$$G_а = Q_и/q_0,$$

а необходимую холодопроизводительность компрессора $Q_{0\,км}$ в кВт из выражения

$$Q_{0\,км} = G_а q_{0\,км}.$$

При этом объем пара, всасываемого компрессором, $V_{км}$ в м^3/с:

$$V_{км} = G_а v_1.$$

Для того чтобы лучше проиллюстрировать существо расчета циклов холодильных машин, а также зависимость основных параметров от рабочих условий и вида хладагента, проведен сравнительный расчет цикла $l_и - 7 - 3 - 6 - l_и$ для одноступенчатых аммиачной и фреоновой (на R12) холодильных машин и цикла $1 - 2 - 4 - 5 - 1$ для одноступенчатой фреоновой машины с РТО и встроенным электродвигателем.

Были приняты следующие рабочие условия: $t_0 = -15$ °С, $t_к = 30$ °С, $\theta_{1и} = 5$ °С, $\theta_э = 3$ °С, $\theta_{1то} = t_{1то} - t_{1и} = 20$°С, $\theta_{эд} = t_1 - t_{1то} = 10$ °С, $Q_и = 10$ кВт. Результаты сравнительного расчета приведены в таблице.

Величины	Цикл на R717 (аммиаке)	Циклы на R12	
		с РТО и встроенным электродвигателем компрессора	без РТО
Энтальпия, кДж/кг, в точке			
$l_и$	1680	549	549
1	—	568	—
2	—	596	—
4	—	415	—
7	1895	—	574
3	550	—	427
$l_{то}$	—	561	—
Удельный объем всасываемого пара v, м³/кг	0,52	$v_1 = 0{,}106$	$v_{1и} = 0{,}093$
Удельная массовая холодопроизводительность машины q_0, кДж/кг	1130	134	122
Работа сжатия l, кДж/кг	215	28	25
Холодильный коэффициент ε	5,26	4,79	4,88
Количество циркулирующего хладагента $G_а$, кг/с	0,009	0,075	0,082
Удельная массовая холодопроизводительность компрессора $q_{0\,км}$, кДж/кг	1130	153	122
Удельная объемная холодопроизводительность компрессора $q_{v\,км}$, кДж/м³	2173	1443	1312
Объем всасываемого компрессором пара $V_{км}$, м³/с	$4{,}7 \cdot 10^{-3}$	$7{,}95 \cdot 10^{-3}$	$7{,}63 \cdot 10^{-3}$
Необходимая холодопроизводительность компрессора $Q_{0\,км}$, кВт	10,0	11,5	10,0

Анализ приведенных данных показывает, что при работе холодильной машины на R12 с РТО и компрессором, имеющим встроенный электродвигатель, удельная массовая холодопроизводительность машины q_0 увеличивается примерно на 10 %, но одновременно работа сжатия l также возрастает примерно на 12 %. Это приводит к незначительному, примерно на 2 %, уменьшению холодильного коэффициента ε, увеличению объема всасываемого компрессором пара $V_{км}$ на 4 % и необходимой холодопроизводительности компрессора $Q_{0\,км}$ на 15 %.

Таким образом, введение РТО в схему холодильной машины не улучшает ее энергетической эффективности, соответствующей холодильному коэффициенту ε. Приме-

нение РТО объясняется практическими условиями работы фреоновых холодильных машин, в первую очередь уносом капель жидкого хладагента из испарителей змеевикового типа и необходимостью обеспечить возврат масла в картер компрессора.

Дополнительный перегрев пара в электродвигателе также отрицательно влияет на холодильный коэффициент ε и приводит к увеличению объема всасываемого компрессором пара $V_{км}$, а следовательно, габаритных размеров и металлоемкости компрессора. Однако использование компрессора со встроенным электродвигателем позволяет существенно повысить герметичность всей машины и уменьшить габаритные размеры и металлоемкость компрессорного агрегата.

Расчетные данные цикла на аммиаке (R717) подтверждают лучшие, по сравнению с R12, термодинамические свойства аммиака (см. тему 3).

При работе на аммиаке удельная массовая холодопроизводительность машины q_0 возрастает в 9 раз, но, так как при этом увеличивается и работа сжатия l, холодильный коэффициент повышается лишь на 8 %, а объем всасываемого пара $V_{км}$ уменьшается примерно на 60 %. Это позволяет создавать аммиачные машины с меньшими габаритными размерами и металлоемкостью, чем у фреоновых машин.

Список литературы

1. Доссат Рой Дж. Основы холодильной техники / Пер. с англ. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984.
2. Шавра В. М. Эффективность регенеративного цикла в малой фреоновой холодильной машине // Холодильная техника. 1963, № 5.

ТЕМА 5

Принципиальные схемы и циклы многоступенчатых парокомпрессионных холодильных машин

Зависимость основных характеристик холодильной машины от режима работы

Основными параметрами, определяющими режим работы парокомпрессионной холодильной машины и ее рабочие характеристики, являются вид хладагента и его температуры кипения t_0 и конденсации $t_к$.

Температура кипения t_0 и соответствующее ей давление кипения p_0 зависят главным образом от температуры среды $t_{х.с}$, охлаждаемой холодильной машиной. Охлаждаемой средой может быть воздух (в домашних холодильниках, камерах хранения, аппаратах для охлаждения и замораживания продуктов), когда испаритель находится непосредственно внутри охлаждаемого объекта. Такая система называется системой непосредственного охлаждения. В холодильных машинах с хладоносителем охлаждаемой средой является жидкий хладоноситель (вода, рассол и др.).

Таким образом, температура кипения определяется требуемой температурой охлаждаемой среды. Для хранения охлажденных пищевых продуктов температура охлаждаемой среды $t_{х.с}$ должна быть в пределах 2...4 °С (она не может быть ниже 0 °С), для хранения замороженных продуктов — не выше —10 °С (обычно —15...—20 °С), для замораживания пищевых продуктов требуется $t_{х.с}$ = —30... —40 °С.

Если охлаждаемой средой является воздух, то температурный напор* в испарителе принимают равным

$$\Theta_и = t_{х.с} - t_0 = 10...15\ °С,$$

если в испарителе охлаждается жидкий хладоноситель:

$$\Theta_и = 5...8\ °С.$$

Температура конденсации $t_к$ и соответствующее ей давление конденсации $p_к$ зависят в основном от температуры среды $t_{о.с}$, охлаждающей конденсатор. Обычно для охлаждения конденсатора используют окружающий воздух или воду, температура которых, в свою очередь, зависит от климатических условий и времени года.

Выбор охлаждающей среды обусловлен прежде всего холодопроизводительностью машины и ее типом.

Так, во фреоновых холодильных машинах малой холодопроизводительности, до 15 кВт, применяют воздушные конденсаторы, в холодильных машинах средней холодопроизводительности, от 15 до 120 кВт,— как воздушные, так и водяные конденсаторы, а в холодильных машинах большой производительности, более 120 кВт,— чаще водяные конденсаторы.

---

* Разницу между температурами двух разных сред, например хладагента и воздуха, называют температурным напором и обозначают обычно Θ, а разницу между температурами одной среды, например начальной и конечной температурами хладоносителя на входе в аппарат и выходе из него, называют разностью температур и обозначают Δt.

В воздушных конденсаторах температурный напор

$\Theta_{кд}=t_к-t_{о.с}=10...15$ °С,

в водяных конденсаторах

$\Theta_{кд}=5...8$ °С.

Температуры кипения t_0 и конденсации $t_к$, диапазон возможных значений которых весьма широк, существенно влияют на основные характеристики машины: холодопроизводительность, потребляемую мощность, холодильный коэффициент, надежность и долговечность. Между собой эти характеристики тесно связаны.

Наибольшее влияние на них оказывает температура кипения. Рассмотрим это более подробно.

На рис. 1 на i, lg p-диаграмме показан цикл *1—2—3—4* одноступенчатой холодильной машины, работающей при давлениях кипения p_0 и конденсации $p_к$, которым соответствуют температуры кипения t_0 и конденсации $t_к$.

При данном режиме работы удельная массовая холодопроизводительность машины

$q_0=i_1-i_4$,

а удельная работа сжатия компрессора

$l=i_2-i_1$.

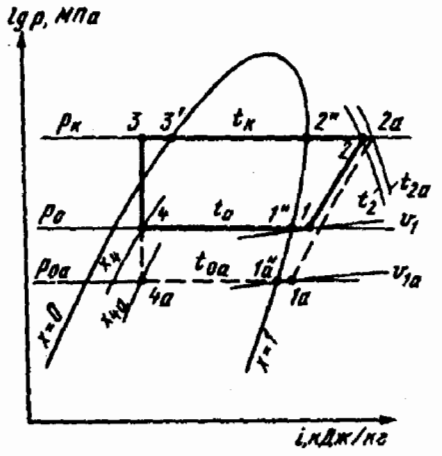


РИС. 1. Изменение цикла холодильной машины с понижением температуры кипения

Если температура кипения понижается до значения t_{0a}, удельная массовая холодопроизводительность, как видно из диаграммы, уменьшается:

$q_{0a}=i_1-i_{4a}$.

Это объясняется прежде всего тем, что при дросселировании до более низкого давления p_{0a} (процесс *3—4a*) хладагент поступает в испаритель с бо́льшим содержанием пара:

$x_{4a}>x_4$.

Удельная работа сжатия компрессора с понижением температуры кипения увеличивается:

$l_a=i_{2a}-i_{1a}$.

При этом уменьшается удельная массовая холодопроизводительность компрессора

$q_{0км}=i_1-i_4$

и повышается температура конца сжатия пара в компрессоре:

$t_{2a}>t_2$.

С понижением температуры и давления кипения увеличивается удельный объем всасываемого пара:

$v_{1a}>v_1$,

что приводит к существенному уменьшению удельной объемной холодопроизводительности компрессора $q_{vкм}$.

Таким образом, с понижением температуры кипения

уменьшается холодопроизводительность машины;

снижается ее энергетическая эффективность, так как уменьшается значение холодильного коэффициента $\varepsilon=q_0/l$;

ухудшаются рабочие характеристики компрессора, так как с увеличением отношения давлений $p_к/p_0$ и их разности $p_к-p_0$ растет нагрузка на механизм движения и повышается температура конца сжатия.

К аналогичным отрицательным последствиям приводит повышение температуры конденсации и соответствующего давления конденсации. Кроме того, увеличивается нагрев компрессора и потребление электроэнергии. Однако, если понижение температуры кипения на 1 °С уменьшает холодопроизводительность машины на 4—5 %, то повышение температуры конденсации на 1 °С снижает ее всего на 1—2 % (в зависимости от типа холодильной машины и условий ее работы).

Схема и цикл двухступенчатой аммиачной холодильной машины со змеевиковым промежуточным сосудом

Отрицательных последствий влияния большого значения отношения $p_к/p_0$ на характеристики холодильной машины можно избежать заменой одноступенчатого рабочего цикла многоступенчатым.

Считается, что переходить к многоступенчатому сжатию следует, если $p_к/p_0 \geqslant 8$.

На холодильниках промышленности и торговли наиболее распространены двухступенчатые аммиачные холодильные машины, создающие необходимые условия для холодильной обработки и хранения замороженных пищевых продуктов.

Двухступенчатая аммиачная машина со змеевиковым промежуточным сосудом (рис. 2) работает следующим образом.

Перегретый пар аммиака всасывается компрессором первой ступени $КМ_1$, сжимается в нем до промежуточного давления $p_{пр}$ (процесс *1—2*) и нагнетается в промежуточный сосуд *ПС* под уровень жидкого хладагента. Барботируя через слой жидкости, пар охлаждается до насыщенного состояния (*2—2″*), затем снова перегревается (*2″—3*) и всасывается компрессором второй ступени $КМ_2$.

В компрессоре $КМ_2$ пар сжимается от промежуточного давления $p_{пр}$ до давления конденсации $p_к$ (*3—4*) и нагнетается в конденсатор *КД*. Здесь пар охлаждается (*4—4″*) и конденсируется (*4″—4′*). Сконденсированная насыщенная жидкость здесь же в конденсаторе может переохлаждаться (*4′—5*) в зависимости от его конструкции на 3—4 °С.

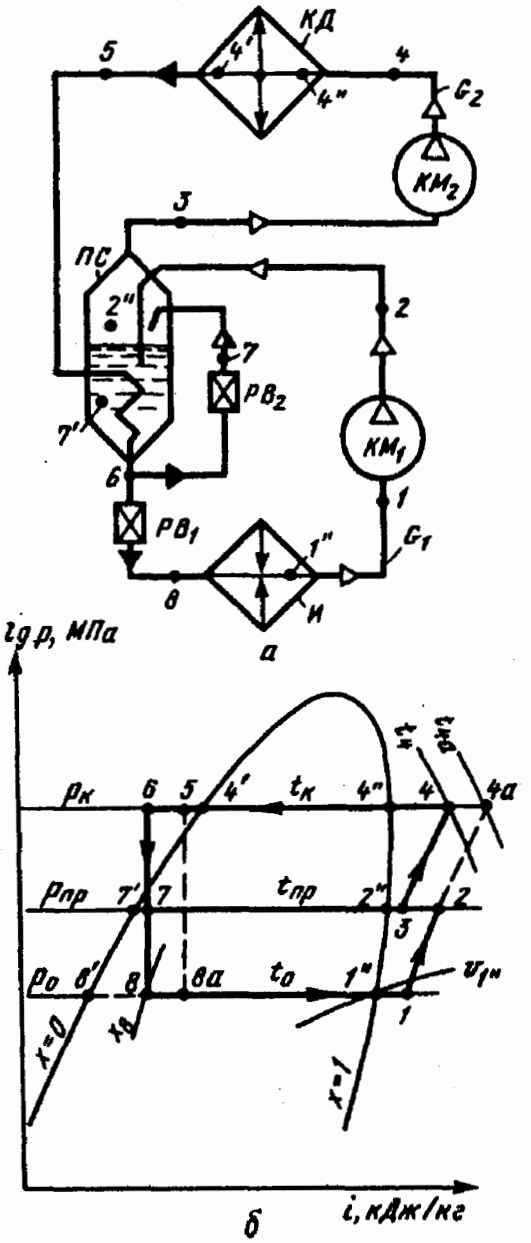


РИС. 2. Принципиальная схема (*а*) и цикл на *i*, lg *p*-диаграмме (*б*) двухступенчатой аммиачной холодильной машины со змеевиковым промежуточным сосудом

Переохлажденная жидкость поступает в змеевик промежуточного сосуда, где дополнительно переохлаждается (*5—6*). Змеевик находится под уровнем кипящего хладагента (состояние *7'*) при температуре $t_{пр}$.

Таким образом, теоретическим пределом переохлаждения жидкого хладагента (при давлении конденсации $p_к$) в змеевике является промежуточная температура $t_{пр}$. Практически же температура t_6 будет на 3...5 °С выше $t_{7'}=t_{пр}$. Разность температур $t_6-t_{7'}=3...5$ °С называют недорекуперацией.

После переохлаждения основной массовый поток хладагента G_1 (в кг/с) дросселируется в регулирующем вентиле $РВ_1$ (*6—8*) и поступает в испаритель *И*. Небольшая же часть этого потока дросселируется в регулирующем вентиле $РВ_2$ (*6—7*) и поступает в промежуточный сосуд. Образующийся в процессе дросселирования пар G' вместе с основным массовым потоком G_1 всасывается компрессором второй ступени $КМ_2$. К ним добавляется еще массовый поток G'', образующийся в промежуточном сосуде при кипении хладагента за счет отвода теплоты от змеевика и охлаждения пара в процессе *2—2''* при его барботировании через слой жидкого хладагента.

Таким образом,

$$G_2=G_1+G'+G'',$$

т. е массовый поток G_2, всасываемый компрессором $КМ_2$, больше массового потока G_1, проходящего через испаритель и компрессор $КМ_1$, на сумму $G'+G''$, которая составляет 10—20 % от G_1.

Объемный поток пара, всасываемого компрессором $КМ_1$:

$$V_1=G_1v_1.$$

Он в несколько раз больше объемного потока пара, всасываемого компрессором $КМ_2$:

$$V_2=G_2v_3.$$

Это объясняется тем, что удельный объем v_1 значительно больше удельного объема v_3.

На рис. 2, *б* условно показаны процесс дросселирования при отсутствии промежуточного сосуда (*5—8а*) и процесс одноступенчатого сжатия (*1—4а*).

Из диаграммы видно, что при двухступенчатом сжатии температура t_4 заметно ниже температуры $t_{4а}$. Этот фактор, а также то, что отношения давлений $p_к/p_{пр}=p_{пр}/p_0$ существенно меньше отношения давлений $p_к/p_0$, обеспечивают лучшие характеристики работы компрессоров при двухступенчатом сжатии, чем при одноступенчатом.

Дополнительное переохлаждение жидкого хладагента в змеевике промежуточного сосуда позволяет увеличить удельную массовую холодопроизводительность машины на величину Δq_0 (кДж/кг):

$$\Delta q_0=i_{8а}-i_8.$$

В связи с тем что на *i*, lg*p*-диаграмме значение *i* отнесено к единице массы хладагента (1 кг), а в двухступенчатой холодильной машине массовый поток G_2 больше массового потока G_1, это должно быть учтено при расчете характеристик цикла с помощью диаграммы. Условно принимают: если $G_1=1$ кг, то при расчете процессов, происходящих с массовым потоком G_2, разность энтальпий умножают на отношение G_2/G_1.

Так, удельная работа сжатия компрессора $КМ_1$

$$l_{км1}=i_2-i_1,$$

а компрессора $КМ_2$

$$l_{км2}=(G_2/G_1)\ (i_4-i_3).$$

Удельная массовая холодопроизводительность машины

$$q_0=i_{1''}-i_8,$$

а удельная тепловая нагрузка конденсатора

$$q_{кд}=(G_2/G_1)\ (i_4-i_5).$$

Если известен теплоприток к испарителю $Q_и$ (кВт), значение G_1 (кг/с) находят из отношения:

$$G_1 = Q_и / q_0.$$

Значение G_2 получают, составляя уравнения теплового и массового балансов промежуточного сосуда.

Для рассматриваемого случая

$$G_2 = G_1 \frac{i_2 - i_7}{i_{2''} - i_7}.$$

Промежуточное давление $p_{пр}$ выбирают таким, чтобы холодильный коэффициент двухступенчатого цикла

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_{км1} + l_{км2}}$$

был максимальным.

Схема и цикл двухступенчатой аммиачной холодильной машины с двумя испарителями и насосно-циркуляционной системой охлаждения

В двухступенчатой аммиачной холодильной машине с промежуточным сосудом хладагент поступает в испаритель в виде парожидкостной смеси (состояние 8). Несмотря на то, что степень сухости пара x_8 может быть небольшой (0,1...0,3), удельный объем пара $v_{1''}$ значительно больше удельного объема жидкости $v_{8'}$ (при $t_0 = -30°C$ отношение $v_{1''}/v_{8'} = 653$), т. е. значительная часть теплопередающей поверхности испарителя контактирует (омывается) не с жидкостью, а с паром. Вследствие этого теплопередающая способность испарителя существенно ухудшается.

Этого можно избежать подачей жидкого хладагента в испаритель насосом в большем количестве, чем необходимо для отвода тепловой нагрузки $Q_и$.

Принципиальная схема насосно-циркуляционной двухступенчатой аммиачной холодильной машины с двумя испарителями (двумя температурами кипения), так называемой компаундной, и ее теоретический цикл на i, lg$p$-диаграмме показаны на рис. 3.

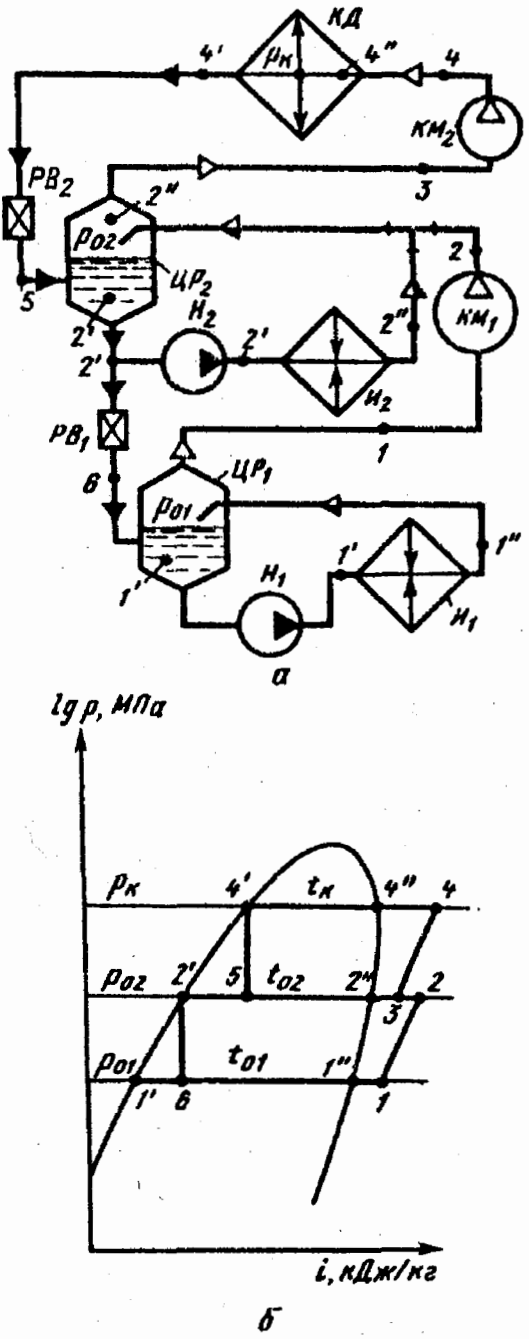


РИС. 3. Принципиальная схема (а) и цикл на i, lg p-диаграмме (б) двухступенчатой аммиачной холодильной машины с двумя испарителями и насосной подачей хладагента

Температура кипения в испарителях $И_1$ и $И_2$ — соответственно t_{01} и t_{02} (например, —30 и —10 °С). Хладагент подается в испарители насосами $Н_1$ и $Н_2$. Жидкий хладагент к насосам поступает под напором столба жидкости из циркуляционных ресиверов $ЦР_1$ и $ЦР_2$, которые выполняют роль не только сборников (ресиверов), но и отделителей жидкости и предохраняют компрессоры $КМ_1$ и $КМ_2$ от попадания в них жидкого хладагента.

С помощью компрессоров в ресиверах поддерживаются необходимые давления кипения p_{01} и p_{02}, соответствующие заданным температурам кипения t_{01} и t_{02}.

Пар из испарителя $И_1$ вместе с избытком жидкости поступает в циркуляционный ресивер $ЦР_1$, откуда всасывается компрессором $КМ_1$, сжимается в нем до давления кипения p_{02} (процесс *1—2*) и нагнетается в циркуляционный ресивер $ЦР_2$. Сюда же поступает пар из испарителя $И_2$. Общий поток пара из $ЦР_2$ всасывается компрессором $КМ_2$, сжимается до давления конденсации $p_к$ (*3—4*) и нагнетается в конденсатор *КД*.

Жидкий хладагент из конденсатора проходит через регулирующий вентиль $РВ_2$, дросселируется в нем (*4′—5*) от давления конденсации $p_к$ до давления кипения p_{02} и поступает в циркуляционный ресивер $ЦР_2$. Образовавшийся при дросселировании пар (состояние 2″) всасывается компрессором $КМ_2$ вместе с паром, нагнетаемым компрессором $КМ_1$, и паром, образующимся в испарителе $И_2$.

Часть жидкого хладагента из циркуляционного ресивера $ЦР_2$ насосом $Н_2$ подается в испаритель $И_2$, а часть — дросселируется в регулирующем вентиле $РВ_1$ до давления кипения p_{01} и направляется в циркуляционный ресивер $ЦР_1$. Отсюда образовавшийся при дросселировании пар вместе с паром из испарителя $И_1$ всасывается компрессором $КМ_1$.

Как уже указывалось, насосы подают в испарители в несколько раз больше жидкого хладагента, чем нужно для отвода тепловой нагрузки.

Отношение массового потока хладагента, подаваемого насосом в испаритель, к массовому потоку образующегося в испарителе пара $G_н/G_п = n$ называют **кратностью циркуляции хладагента**. Значение n зависит от особенностей конкретной холодильной установки.

Если известны тепловые нагрузки на испарители $Q_{н1}$ и $Q_{н2}$, то массовые потоки пара $G_{п1}$ и $G_{п2}$ можно найти из отношений:

$$G_{п1} = \frac{Q_{н1}}{i_1'' - i_1'},$$

$$G_{п2} = \frac{Q_{н2}}{i_2'' - i_2'}.$$

В компрессор $КМ_1$, кроме массового потока пара $G_{п1}$, будет поступать также пар, образующийся при дросселировании в регулирующем вентиле $РВ_1$. Общий массовый поток пара $G_{км1}$ (кг/с), всасываемого компрессором $КМ_1$:

$$G_{км1} = G_{п1} + G_{км1} x_6,$$

или

$$G_{км1} = \frac{G_{п1}}{1 - x_6}.$$

Массовый поток пара $G_{км2}$ (кг/с), всасываемого компрессором $КМ_2$:

$$G_{км2} = G_{км1} + G_{п2} + G_{км2} x_5,$$

или

$$G_{км2} = \frac{G_{км1} + G_{п2}}{1 - x_5}.$$

Схемы и циклы каскадных фреоновых холодильных машин

В ряде случаев, обычно для экспериментальных или других специальных целей, необходимы низ-

кие температуры — порядка —80... —100 °С. Использование в этих случаях многоступенчатых холодильных машин, работающих на одном хладагенте, нецелесообразно.

Так, при работе на хладагенте среднего давления R12 или R22 давление кипения будет существенно ниже атмосферного, а удельный объем пара, всасываемого компрессором, очень большим. Поэтому компрессор нижней ступени будет иметь увеличенные габаритные размеры и металлоемкость.

Применение одного хладагента высокого давления невозможно из-за низкой критической температуры, а аммиак вообще нельзя использовать, так как его температура замерзания —78 °С.

Для получения низких температур эффективны так называемые каскадные фреоновые холодильные машины. Они представляют собой систему отдельных одноступенчатых или двухступенчатых машин, работающих на разных хладагентах.

На рис. 4 показана принципиальная схема и циклы наиболее простой каскадной двухступенчатой фреоновой холодильной машины. Она состоит из двух одноступенчатых холодильных машин, одна из которых — нижняя ступень каскада — работает на хладагенте R13, а другая — верхняя ступень — на хладагенте R22.

Циклы этой машины условно изображены на одной диаграмме (рис. 4, *б*) в целях лучшего понимания принципа ее действия.

Обе ступени каскадной машины объединяет один общий аппарат конденсатор-испаритель *КД-И*. Он служит конденсатором для хладагента R13 и испарителем для хладагента R22. В нем теплота конденсации R13 передается кипящему R22.

Использование в нижней ступени R13 позволяет иметь в испарителе низкую температуру кипения (до —80 °С) при давлении кипения p_0 выше атмосферного. Напомним, что нормальная температура кипения R13 $t_{н.к}$ = —81,6 °С, а температура замерзания $t_з$ = = —180 °С.

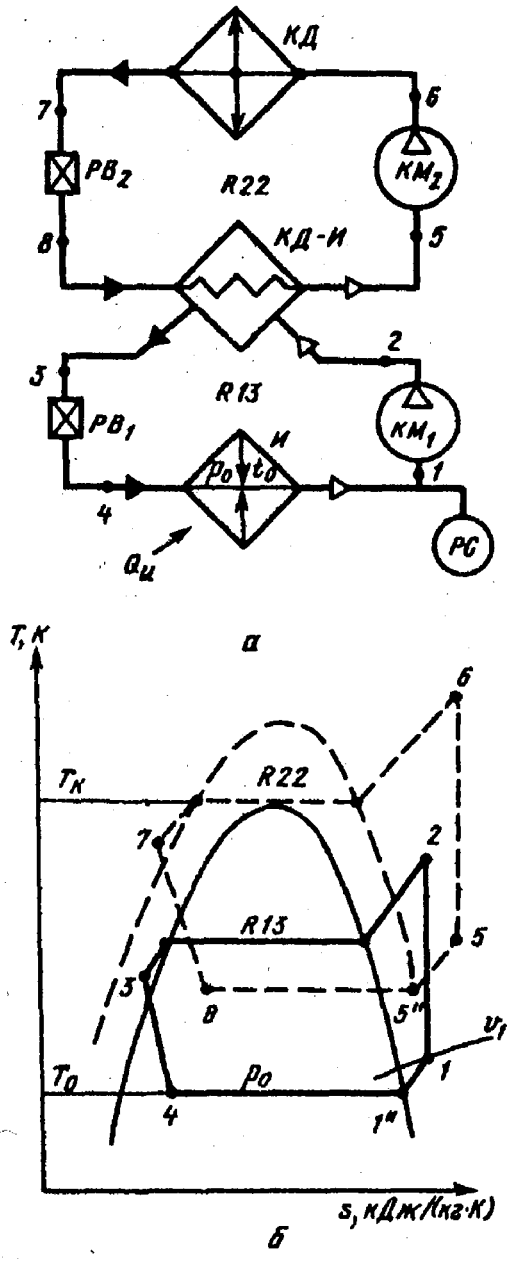


РИС. 4. Принципиальная схема (*а*) и цикл на *s*, *T*-диаграмме (*б*) каскадной двухступенчатой фреоновой холодильной машины: *РС* — расширительный сосуд (необходим для сбора хладагента при остановке машины)

Сравнительно малый объем всасываемого пара v_1 обусловливает небольшие габаритные размеры и металлоемкость компрессора нижней ступени.

Значительно меньше у R13 по сравнению с R22 и отношение давлений $p_к/p_0$. Если принять температуру кипения $t_0 = -80$ °С, а конденсации в *КД-И* $t_к = -40$ °С, то отношение $p_к/p_0$ будет для R22 равно 10,2, для R13 — 5,5, т. е. примерно в 2 раза меньше, что весьма существенно отражается на рабочих характеристиках компрессора.

Если известна тепловая нагрузка на испаритель $Q_и$, то массовый поток хладагента R13 G_{R13} (кг/с) можно найти из отношения:

$$G_{R13} = Q_и/q_0, \quad q_0 = i_1 - i_4.$$

Из теплового баланса конденсатора-испарителя *КД-И*

$$G_{R13}(i_2 - i_3) = G_{R22}(i_{5''} - i_8)$$

(если пренебречь теплообменом с окружающей средой) следует, что массовый поток хладагента R22 (кг/с)

$$G_{R22} = G_{R13}\frac{i_2 - i_3}{i_{5''} - i_8}.$$

В остальном расчет не отличается от приведенного в теме 4.

Список литературы

1. Холодильные машины: Справочник. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982.
2. Холодильные машины. Под общей ред. И. А. Сакуна. Л.: Машиностроение, 1985.

ТЕМА 6

Особенности холодильных машин различных типов и области их применения

Холодильные машины различных типов, отличающиеся устройством и принципом действия, имеют свои характерные особенности, благодаря которым они могут удовлетворять тем или иным требованиям потребителей искусственного холода.

Чем руководствуется потребитель при выборе типа холодильной машины?

Прежде всего он исходит из того, какой температурный уровень должна создать и поддерживать холодильная машина и сколько теплоты необходимо отвести от охлаждаемого объекта. Эти критерии несколько ограничивают возможность выбора. Например, если требуется температура порядка —50 °С, то одноступенчатые машины ее не могут создать и их придется исключить из рассмотрения. Если от охлаждаемого объекта надо отводить очень много теплоты, то, скорее всего, выбор придется остановить на холодильной машине с винтовым или центробежным компрессором, которые в данном случае имеют преимущества перед поршневым компрессором.

Следующий критерий выбора — затраты на приобретение, установку и эксплуатацию холодильной машины. Они складываются из капитальных затрат и эксплуатационных расходов.

Капитальные, т. е. единовременные, затраты складываются из стоимости самой холодильной машины, стоимости помещения (или его части), где она будет стоять, фундамента (если он необходим), затрат на перевозку холодильной машины, монтаж, различные вспомогательные приспособления и материалы.

Эксплуатационные, т. е. текущие, расходы включают прежде всего плату за энергию (любая холодильная машина для своей работы непременно требует подвода энергии) и охлаждающую воду (последние затраты исключаются при воздушном охлаждении, как, например, в домашнем холодильнике).

Плата за энергию связана с одной из важнейших характеристик холодильной машины — холодильным коэффициентом, показывающим, сколько джоулей теплоты можно отвести от охлаждаемого объекта, затратив один джоуль энергии*. По холодильному коэффициенту судят об энергетической эффективности холодильной машины. Чем больше холодильный коэффициент, тем выше энергетическая эффективность. Поэтому при прочих равных условиях предпочтение отдают холодильной машине с наибольшим холодильным коэффициентом.

В эксплуатационные расходы входят еще затраты на содержание обслуживающего персонала и некоторые другие.

Важными критериями выбора холодильной машины являются также ее надежность, определяемая показателями безотказности,

* В литературе иногда встречается термин удельная холодопронзводительность [ккал/(кВт·ч)]. По существу это тот же холодильный коэффициент, подсчитанный с использованием устаревшей единицы холодопроизводительности (ккал/ч).

долговечности и ремонтопригодности, степень автоматизации, уровень вибрации и шума и ряд других, в числе которых — внешний вид (дизайн).

Насколько холодильная машина удовлетворяет требованиям потребителя, оценивают по указываемым в каталогах, рекламных проспектах и различных технических документах ее показателям, таким как холодопроизводительность, потребляемая мощность, расход охлаждающей воды, степень автоматизации, наработка на отказ, ресурс работы, масса, габаритные размеры, цена, вид поставки (единым агрегатом, отдельными блоками или «россыпью») и др.

Некоторым типам холодильных машин, которые соответствуют большинству требований потребителей, отдается предпочтение, другие используются довольно редко.

Распространенность того или иного типа холодильной машины зависит не только от показателей, интересующих потребителей, но и от показателей, важных для изготовителей. К таким показателям относятся удельная трудоемкость изготовления, технологичность, степень унификации и стандартизации и др.

Наибольшее распространение в области умеренного холода получили парокомпрессионные холодильные машины. Именно они составляют наибольшую (можно сказать подавляющую) часть парка всех работающих в мире холодильных машин. У них по сравнению с машинами других типов более высокий (при прочих равных условиях) холодильный коэффициент и наименьший расход энергии при эксплуатации.

В составе парокомпрессионных холодильных машин применяются компрессоры различных типов (их конструкции будут рассмотрены в следующих статьях).

Поршневые компрессоры имеют высокий холодильный коэффициент, однако для них характерна бо́льшая, чем для компрессоров других типов, вибрация и они менее надежны из-за наличия клапанов, которые гораздо чаще других деталей выходят из строя. Поршневые компрессоры очень хороши в холодильных машинах малой и средней холодопроизводительности и чересчур громоздки, тяжелы и менее энергетически эффективны в машинах большой холодопроизводительности.

В последнее время начали широко использовать винтовые компрессоры, которые в области малых холодопроизводительностей пока не могут конкурировать с поршневыми по энергетической эффективности, но почти сравниваются с ними по этому показателю в области средних холодопроизводительностей. Главное достоинство винтовых компрессоров — высокая надежность. Это, а также компактность и незначительная вибрация обусловили широкое применение винтовых компрессоров вначале в судовых холодильных установках, а затем в установках разных отраслей народного хозяйства. К недостаткам следует отнести повышенный уровень шума и громоздкость масляной системы.

Винтовой компрессор работает энергетически эффективно в случае, если его внутренняя степень сжатия, неизменная из-за заданной геометрии рабочих органов, совпадает с отношением давлений конденсации и кипения $p_к/p_0$ в холодильном цикле. Это отношение определяется внешними условиями и часто не равно внутренней степени сжатия. При их несовпадении ухудшаются энергетические показатели холодильной машины.

Недавно появились конструкции винтовых компрессоров с изменяющейся внутренней степенью сжатия, а значит, и с возможностью автоматически подстраиваться под меняющиеся внешние условия с

целью добиться наилучшей энергетической эффективности. По мере совершенствования винтовые компрессоры постепенно будут заменять как поршневые,так и до известного предела компрессоры центробежного типа.

Центробежные компрессоры, обслуживающие парокомпрессионные холодильные машины особенно большой холодопроизводительности, не имеют конкурентов в своей области применения. Они компактны, хорошо уравновешены, достаточно надежны. У них довольно просто и эффективно регулируется холодопроизводительность. Однако весьма трудно добиться удовлетворительных показателей у центробежных компрессоров при не очень большой холодопроизводительности (менее ~250 кВт).

Таким образом, в настоящее время в составе парокомпрессионных холодильных машин работают в основном поршневые, винтовые и центробежные компрессоры. Остальные существующие типы компрессоров (ротационные, роторно-поршневые, спиральные и др.) используются ограниченно по разным причинам. Например, ротационные многопластинчатые компрессоры — из-за больших энергетических потерь. Новые типы компрессоров, такие как роторно-поршневые или спиральные, еще проходят этап освоения и доводки.

Второй распространенный тип холодильных машин — абсорбционные. Их основная особенность состоит в том, что они потребляют не механическую, а тепловую энергию. Отсюда вытекают их достоинства и недостатки.

Абсорбционные машины просты по конструкции (кроме насосов для перекачки жидкости, в них нет других движущихся механизмов), дешевы в изготовлении, надежны, малошумны. Их можно размещать вне помещений: на открытых площадках под легкими навесами для защиты от осадков. Главный недостаток — невысокая энергетическая эффективность. Для выработки одинакового количества холода абсорбционным холодильным машинам требуется больше энергии, чем парокомпрессионным.

Это хорошо видно на примере домашних холодильников — абсорбционный «накручивает» за месяц на электросчетчике заметно больше киловатт-часов, чем компрессионный. Но это внешняя сторона. Сущность же заключается в том, что в агрегате домашнего холодильника абсорбционного типа, питающегося от электросети, потребляемая электрическая энергия превращается в тепловую энергию, которая затем обеспечивает выработку холода.

В крупных промышленных установках использовать электроэнергию необязательно. Тепловую энергию для обогрева генератора пара можно получать, сжигая газ или мазут, применяя горячий водяной пар и даже нагретую не до кипения воду. Затраты на производство тепловой энергии в этом случае меньше, чем при использовании электроэнергии, и может оказаться, что в целом (при благоприятном стечении различных обстоятельств) эксплуатация абсорбционной холодильной машины обойдется не дороже, чем эксплуатация парокомпрессионной. Если же на объекте имеются избыточные тепловые ресурсы в виде пара или горячей жидкости (тепло которых иногда даже «сбрасывают» в окружающую среду), то абсорбционные машины становятся выгоднее парокомпрессионных. Именно в таких случаях главным образом и используют абсорбционные машины.

На практике применяют две разновидности абсорбционных машин — водоаммиачные и бромистолитиевые. Они работают на двухкомпонентном рабочем веществе.

В водоаммиачных машинах хладагентом служит аммиак, а абсорбентом — вода, в бромистолитиевых машинах — соответственно вода и бромистый литий. В бромистолитиевых машинах в испарителе кипит вода, поэтому с помощью этих машин можно получать температуры не ниже 0 °С, в противном случае вода замерзает.

Пароэжекторные холодильные машины обладают примерно теми же достоинствами, что и абсорбционные. Недостатки: большой шум при работе эжектора, еще более низкая, чем у абсорбционных машин, энергетическая эффективность, возможность охлаждать объект лишь до нескольких градусов выше нуля из-за использования воды в качестве хладагента. Вследствие этих недостатков пароэжекторные машины имеют довольно ограниченную область применения. Их используют там, где важна простота эксплуатации и надежность холодильной машины, а повышенными энергетическими потерями можно пренебречь.

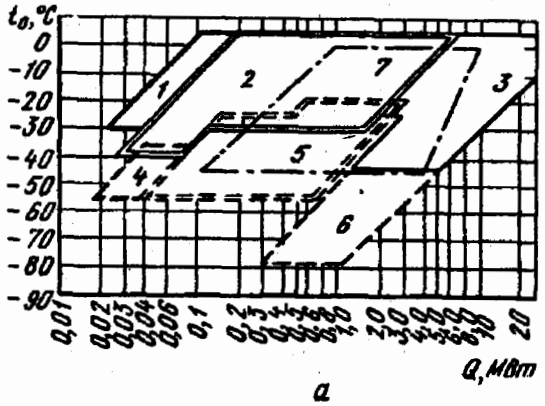
Обязательным условием для работы пароэжекторных машин является наличие значительного количества водяного пара давлением 0,7...1,0 МПа. Если для его получения сооружать специально паровой котел, то пропадет преимущество простоты и дешевизны пароэжекторной машины. Поэтому их эксплуатируют, как правило, только там, где уже имеется источник водяного пара нужных параметров, причем в избытке, чтобы его хватало и для основного объекта, и для холодильной машины. Такие условия имеются, например, на судах с крупными паротурбинными установками. В основном же пароэжекторные машины распространены на больших строительных объектах, где есть собственная котельная и имеется нужда в холоде.

Воздушные вихревые охлаждающие устройства чрезвычайно просты по конструкции. Они могут работать там, где есть источник сжатого воздуха — пневмомагистраль, компрессорная станция — и где нужно простыми средствами получить относительно небольшое количество холода, примерно до 3 кВт. Вихревые охлаждающие устройства высоконадежны, безопасны в работе, но характеризуются высоким уровнем энергетических потерь, что сдерживает их широкое распространение.

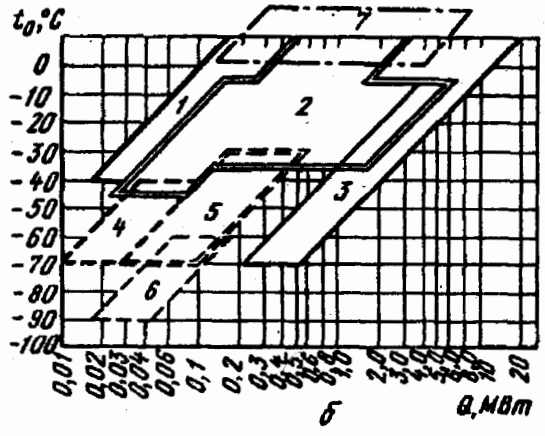
Термоэлектрические охлаждающие устройства также высоконадежны, безопасны (при надлежащем качестве выполнения электрической части), просты в эксплуатации, малошумны (отсутствуют движущиеся части, кроме вентиляторов). Их характерная особенность — возможность очень просто переходить от режима охлаждения к режиму нагрева. Несмотря на указанные достоинства, из-за двух факторов — высокой стоимости полупроводниковых термоэлектрических батарей и сравнительно низкой энергетической эффективности — термоэлектрические охлаждающие устройства имеют весьма ограниченное применение.

В нашей стране в настоящее время сложилась определенная структура парка холодильных машин под влиянием и истории развития холодильной техники, и возможностей заводов холодильного машиностроения.

Основное ядро парка, не менее 90 %, составляют парокомпрессионные машины. При этом требуемый диапазон холодопроизводительности примерно до 200 кВт обеспечивается холодильными машинами с поршневыми компрессорами (пищевая промышленность, торговля, общественное питание, наземный транспорт, сельское хозяйство, различные специализированные установки, бытовая техника), от 200 до 1400 кВт — с винтовыми компрессорами (морской и речной транспорт, нефтехими-



а



б

Оптимальные области применения холодильных машин различных типов:

***а* — при работе на R717 (для центробежных на R717 и R290); *1—6* — парокомпрессионные; *1* — одноступенчатые поршневые; *2* — одноступенчатые винтовые; *3* — центробежные; *4* — двухступенчатые на базе поршневых и винтовых поджимающих компрессоров; *5* — двухступенчатые на базе винтовых компрессоров; *6* — центробежные (потенциальная область применения на R290 и R170); *7* — абсорбционные водоаммиачные; *б* — при работе на фреонах; *1* — одноступенчатые поршневые (R22); *2* — одноступенчатые винтовые (R22); *3* — центробежные (R12 и R22); *4* — двухступенчатые на базе поршневых и винтовых поджимающих компрессоров (R22); *5* — двухступенчатые на базе винтовых компрессоров (R22); *6* — каскадные на базе винтовых компрессоров (R22/R13); *7* — абсорбционные бромистолитиевые**

ческая, пищевая промышленность, кондиционирование воздуха, искусственные катки), более 1400 кВт — с центробежными компрессорами (нефтеперерабатывающая, химическая и газовая промышленность, кондиционирование воздуха и теплоснабжение). Крупные абсорбционные холодильные машины эксплуатируют в нефтеперерабатывающей и химической промышленности, в установках кондиционирования воздуха и теплонасосных системах отопления и горячего водоснабжения.

Другие типы холодильных машин применяют, как правило, лишь когда те или иные особые требования могут быть наилучшим образом удовлетворены благодаря наличию у машины данного типа определенных свойств. Например, термоэлектрические охлаждающие устройства используют в небольших автомобильных холодильниках благодаря повышенной надежности, малым размерам и массе.

На рисунке показаны оптимальные области применения (по температуре и холодопроизводительности) холодильных машин основных типов. Границы этих областей условны. Они могут смещаться из-за изменения цен на машины и тарифов на энергию, совершенствования конструкций и улучшения технических характеристик машин, создания новых, расширения возможностей заводов-изготовителей.

ТЕМА 7

Поршневые компрессоры холодильных машин

Один из основных элементов (можно даже сказать: главный элемент) парокомпрессионной холодильной машины — компрессор. Он обеспечивает циркуляцию хладагента в системе холодильной машины, создает высокое давление, достаточное для перехода хладагента из парообразного состояния в жидкое (в конденсаторе), и низкое давление, при котором он кипит (в испарителе) при заданной низкой температуре.

Наиболее широкое распространение получили холодильные компрессоры четырех типов: *поршневые, винтовые, ротационные и центробежные.*

Первые три типа относят [2] к классу компрессоров *объемного действия* — сжатие пара в них происходит за счет уменьшения начального объема. Центробежные относят к классу компрессоров *динамического действия* — хладагент непрерывно перемещается с большой скоростью через проточную часть компрессора, при этом кинетическая энергия потока преобразуется в потенциальную, а плотность хладагента повышается.

Поршневые компрессоры классифицируют также по различным конструктивным признакам: числу и расположению цилиндров, направлению движения пара внутри цилиндра, степени герметичности корпуса и др.

Поршневые компрессоры в настоящее время применяют почти исключительно в машинах малой и средней холодопроизводительности.

Это — самый старый тип холодильных компрессоров, над совершенствованием конструкции которого инженеры и технологи в содружестве с учеными трудятся вот уже несколько десятилетий. В результате у современного компрессора некоторые детали по классу точности и чистоте обработки не уступают деталям часового механизма.

Принцип действия поршневого компрессора весьма прост. Внутри цилиндра взад-вперед перемещается поршень. При его движении в одном направлении происходит всасывание паров хладагента, в обратном направлении — сжатие и нагнетание. Пар поступает в цилиндр через всасывающий клапан, который немедленно закрывается, как только всасывание закончилось. Сжатый пар выталкивается из цилиндра через нагнетательный клапан, свободно открывающийся только в одну сторону, благодаря чему пар не может возвратиться в цилиндр.

Нагнетательный клапан всегда размещается в крышке цилиндра, а всасывающий — либо в крышке, либо в днище. В последнем случае всасываемый и сжимаемый пар проходит прямо от одного конца цилиндра к другому, поэтому такой компрессор называют *прямоточным* (рис. 1). Когда же оба клапана находятся рядом в крышке, поток пара делает поворот на 180 градусов, и такой компрессор называют *непрямоточным* (рис. 2).

Современные поршневые холодильные компрессоры конструируют исключительно по непрямоточной схеме. Это объясняется тем, что у непрямоточных компрессоров, по сравнению с прямоточными, существенно короче и, главное, легче поршень, что позволяет делать их более компактными и гораздо более высокооборотными.

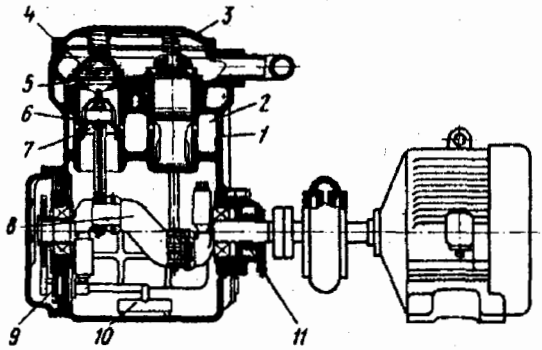


РИС. 1. Прямоточный поршневой холодильный компрессор:
1 — блок-картер; *2* — водяная рубашка; *3* — крышка цилиндров; *4* — нагнетательный клапан; *5* — всасывающий клапан; *6* — гильза цилиндра; *7* — шатунно-поршневая группа; *8* — коленчатый вал; *9* — масляный насос; *10* — фильтр; *11* — сальник

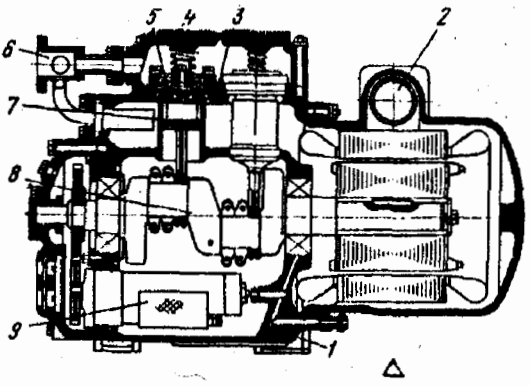


РИС. 2. Непрямоточный поршневой холодильный компрессор:

1 — блок-картер; *2* — всасывающий патрубок; *3* — блок цилиндров; *4* — крышка цилиндров; *5* — клапанная группа; *6* — нагнетательный патрубок; *7* — шатунно-поршневая группа; *8* — коленчатый вал; *9* — фильтр

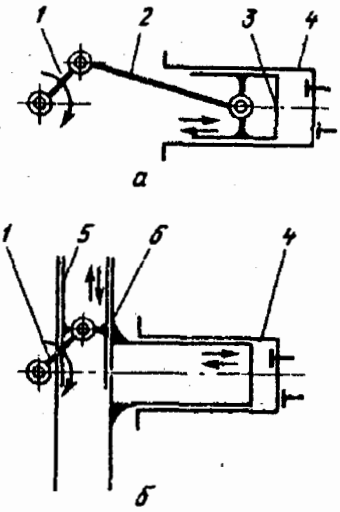


РИС. 3. Схема кривошипно-шатунного (*а*) и кривошипно-кулисного (*б*) механизмов движения поршня:
1 — кривошип; *2* — шатун; *3* — поршень; *4* — цилиндр с клапанами; *5* — ползун; *6* — кулиса с поршнем

Возвратно-поступательное движение поршня в цилиндре обеспечивается кривошипно-шатунным механизмом, состоящим из коленчатого или эксцентрикового вала и шатуна (рис. 3, *а*). Иногда в компрессорах малых холодильных машин применяют кривошипно-кулисный механизм (рис. 3, *б*).

Чтобы предотвратить утечку хладагента в окружающую среду, механизм движения поршня помещают в непроницаемый для пара хладагента корпус (картер), соединяемый с цилиндром в одну неразъемную отливку, реже — с помощью шпилек.

В первом случае цилиндрами служат гильзы, плотно вставленные в расточки корпуса. В этом случае он называется блок-картером. Для того чтобы предотвратить, по возможности, утечку сжимаемого пара через зазор между стенками цилиндра и поршнем, в кольцевые проточки поршня вставляют пружинящие поршневые кольца.

Коленчатый вал соединяется с приводящим его в движение валом двигателя (в большинстве случаев это — электродвигатель, редко — двигатель внутреннего сгорания) клиноременной передачей либо непосредственно муфтой. В этом варианте двигатель располагается снаружи компрессора. Электродвигатель может также находиться внутри картера: его ротор насаживают непосредственно на коленчатый вал.

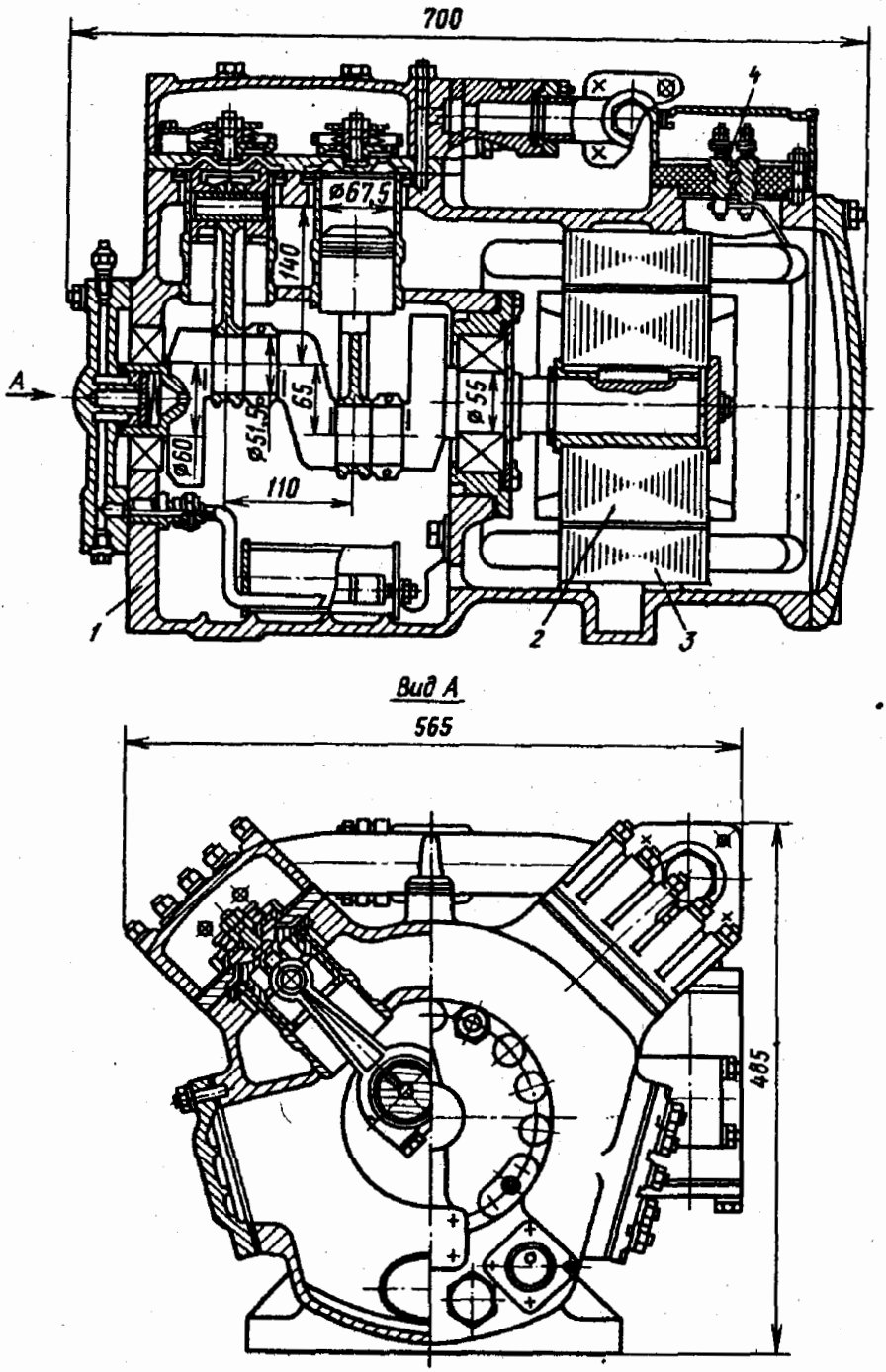


РИС. 4. Бессальниковый холодильный компрессор:
1 — блок-картер; *2* — ротор электродвигателя; *3* — статор электродвигателя; *4* — герметизированные электровводы

Существует два типа компрессоров с электродвигателем внутри картера — так называемые *бессальниковые и герметичные* компрессоры. У бессальниковых компрессоров (рис. 4) картер разъемный, благодаря чему их можно ремонтировать на месте эксплуатации. Герметичные компрессоры (рис. 5) наглухо заваривают в состоящий из двух половин кожух со впаянными в него всасываю-

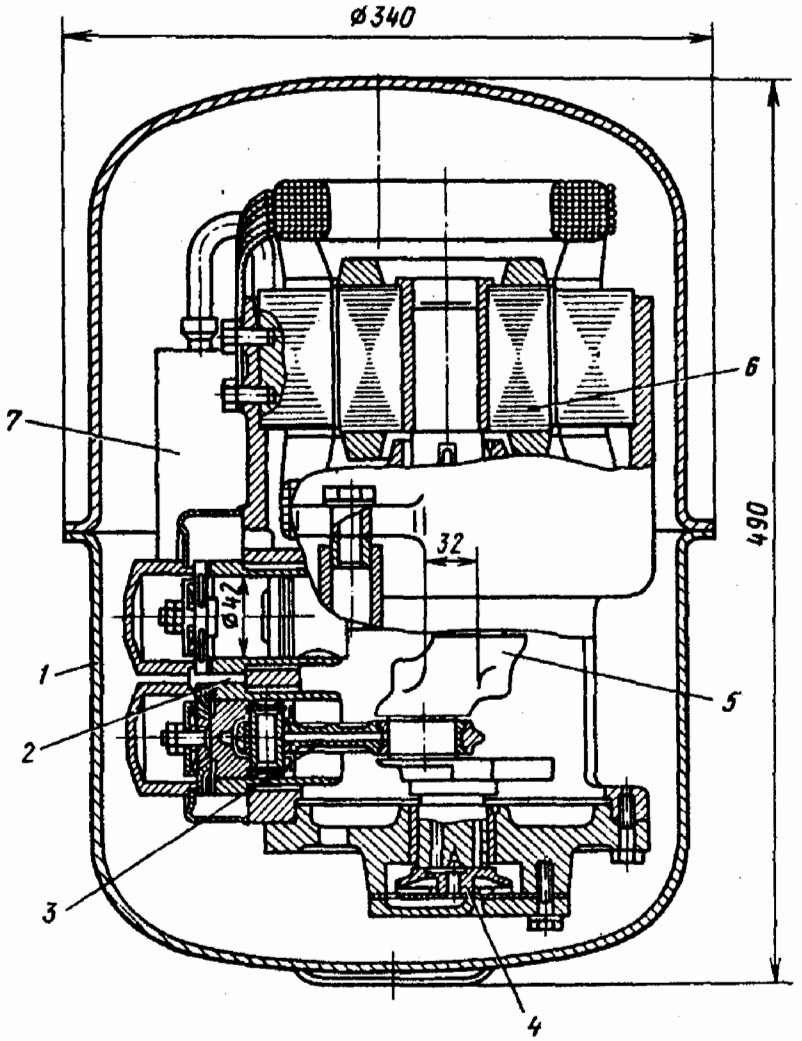


РИС. 5. Герметичный холодильный компрессор:
1 — кожух; *2* — блок цилиндров; *3* — шатунно-поршневая группа; *4* — масляный насос; *5* — коленчатый вал; *6* — электродвигатель; *7* — глушитель шума

щей и нагнетательной трубками и электропроводами для питания электродвигателя. Такие компрессоры ремонтируют только на специализированном предприятии, зато при массовом производстве они обходятся значительно дешевле, а в случае поломки их можно заменить целиком.

Бессальниковые и герметичные компрессоры применяют только во фреоновых холодильных машинах. Если в качестве хладагента служит аммиак, размещать электродвигатель внутри картера недопустимо. Аммиак весьма агрессивен по отношению к меди и имеет незначительное электрическое сопротивление, поэтому очень трудно защитить медные обмотки электродвигателя от разрушения.

Если двигатель располагается вне герметичного компрессора, то конец коленчатого вала должен быть выведен через картер наружу и необходимо позаботиться о том, чтобы в этом месте не было утечек хладагента. Достигается это с помощью сальникового уплотнения. Оно состоит из двух кольцеобразных деталей, одна из ко-

торых крепится к вращающемуся валу, а другая — к неподвижному корпусу. Плотный контакт тщательно отполированных поверхностей двух колец обеспечивается специальной пружиной. Благодаря высокой чистоте обработки поверхностей, подбору материалов и обильной смазке кольца при вращении почти не изнашиваются, а потери на трение оказываются очень небольшими. Масляный слой между соприкасающимися поверхностями колец дополнительно препятствует просачиванию хладагента через сальниковое уплотнение. Иногда для надежности в сальниковом уплотнении применяют две пары трущихся колец.

Очень важна для эффективной работы компрессора хорошая смазка. Смазывать необходимо все трущиеся детали: подшипники коленчатого вала, шатунные шейки, поршневые пальцы, цилиндры, сальниковые уплотнения. Простой вариант смазки — разбрызгивание масла, налитого до определенного уровня в картер, при вращении коленчатого вала. Более надежной является принудительная смазка с помощью масляного насоса (шестереночного, лопастного, центробежного и др.). Нагнетаемое насосом масло через каналы, просверленные в коленчатом валу, подается к шатунным шейкам. Иногда в крупных поршневых компрессорах путь масла продлевается по сверлениям в шатунах к поршневым пальцам.

Смазочное масло, заливаемое в картер, частично уносится потоком хладагента, из-за чего при длительной работе компрессора может возникнуть опасность сухого трения в трущихся парах. Чтобы избежать этого, в холодильной машине после компрессора устанавливают маслоотделитель, из которого масло периодически возвращается обратно в картер. В холодильных машинах, работающих на хладагентах, которые хорошо растворяют масло (таким свойством обладают многие фреоны), маслоотделители обычно не ставят, так как масло свободно циркулирует по системе вместе с хладагентом и своевременно возвращается в картер с потоком всасываемого пара.

При работе компрессор нагревается за счет теплоты сжатого пара и различных потерь (в основном из-за трения), поэтому его температура может повышаться довольно значительно. Чтобы компрессор не перегревался (а это может привести к подгоранию масла, заклиниванию и другим неприятностям), применяют охлаждающие водяные рубашки, охлаждающие змеевики в масляной ванне картера, оребренный корпус, вентилятор для принудительного обдува корпуса.

В компрессорах устанавливают также приборы, облегчающие обслуживание или повышающие безопасность,— манометры, запорные вентили, указатели уровня масла, фильтры, приборы автоматической защиты и т. д.

Некоторые модели компрессоров снабжены специальными устройствами для регулирования производительности.

Объемная производительность компрессора $V_{км}$, м^3/с, тем больше, чем больше объем его цилиндра $\frac{\pi}{4}D^2S$, м^3 (где D — диаметр цилиндра, м; S — расстояние между двумя крайними положениями поршня, м), число цилиндров z и частота вращения (число оборотов) n, 1/с, вала компрессора.

Теоретическая, при отсутствии каких-либо потерь, *объемная производительность*

$$V_{км.т}=\frac{\pi}{4}D^2Szn.$$

Ее называют также *объемом, описываемым поршнями.*

Если эту величину умножить на

плотность всасываемого пара ρ, кг/м^3, то получим *теоретическую массовую производительность* компрессора $G_{км.т}=V_{км.т}\rho$, кг/с.

Действительная производительность компрессора всегда меньше теоретической:

$$G_{км.д}=G_{км.т}\lambda.$$

Коэффициент λ, называемый *коэффициентом подачи или наполнения*, учитывает потери, связанные с наличием мертвого пространства, подогревом всасываемого пара, утечками пара через неплотности, гидравлические потери в клапанах.

Мертвое пространство (или *мертвый объем*) — это небольшое свободное пространство в цилиндре, в котором остается сжатый пар, когда поршень достигает крайнего положения в конце хода нагнетания. Оно предохраняет поршень от удара о клапанную доску.

По мере того, как поршень двигается в цилиндре в обратном направлении, пар, находящийся в мертвом пространстве под высоким давлением нагнетания, начинает расширяться, заполняет цилиндр и затрудняет тем самым всасывание новой порции пара. В результате в цилиндр поступает нового пара меньше, чем могло бы. Это можно рассматривать как потерю производительности компрессора по сравнению с теоретической.

Конструкторы стараются свести мертвое пространство к минимуму. В современных компрессорах оно составляет 3—4 % полного объема цилиндра, и лишь в редких случаях его удается уменьшить до 1,5—2 %.

Потеря производительности из-за других, названных выше причин, каждой в отдельности, как правило, меньше, но общие потери из-за них могут быть и больше, чем потери из-за наличия мертвого пространства.

Действительная производительность компрессора меньше теоретической на 10—40 %. Коэффициент подачи λ=0,9...0,6. Конкретное значение λ зависит от многих факторов: конструкции компрессора, качества его изготовления, режима работы (чем больше отношение давления нагнетания к давлению всасывания, тем меньше λ), вида хладагента и др.

В технической документации, как правило, указывается *холодопроизводительность компрессора*. Это понятие условное, так как сам компрессор холода не производит. Холод вырабатывает холодильная машина, которая, помимо компрессора, имеет другие обязательные элементы, а ее холодопроизводительность зависит от вида хладагента и термодинамического цикла.

Если они оговорены, то известна удельная массовая холодопроизводительность компрессора $q_{0км}$, кДж/кг, и его холодопроизводительность, кВт, легко подсчитывается по формуле

$$Q_{0км}=G_{км.д}q_{0км}.$$

Если известен объем, описываемый поршнями $V_{км.т}$, то холодопроизводительность компрессора можно определить как

$$Q_{0км}=V_{км.т}\lambda q_{0км},$$

где $q_{0км}$ — удельная объемная холодопроизводительность компрессора, кДж/м^3.

По аналогии с холодильной машиной (см. тему 4) можно определить условный *холодильный коэффициент компрессора* $\varepsilon_{км}=Q_{0км}/N$.

Для компрессоров с электродвигателем, встроенным в корпус, в эту формулу подставляют мощность $N_э$, измеренную электроприборами на клеммах питания ($\varepsilon_{э.км}=Q_{0км}/N_э$). В этом случае холодильный коэффициент называют *электрическим*. Для компрессоров с вынесенным из корпуса двигателем определяют так называемый *эффективный* холодильный коэффициент $\varepsilon_{екм}=Q_{0км}/N_e$, для

вычисления которого в формулу подставляют механическую мощность N_e на приводном валу компрессора.

Еще одним важным показателем является *коэффициент полезного действия (КПД)* $\eta_{км}$ компрессора, который дает представление о том, насколько действительная *потребляемая мощность* больше теоретической*, т. е. затрачиваемой на сжатие пара при отсутствии каких-либо потерь: теоретическую мощность находят с помощью $i,\lg p$-диаграммы (см. тему 4):

$$N_т = lG_{км.т} = (i_2 - i_1)G_{км.т}.$$

Для компрессоров со встроенным электродвигателем определяют *электрический КПД*

$$\eta_{э.км} = N_т / N_{э.д},$$

а для компрессоров с вынесенным двигателем — *эффективный КПД*

$$\eta_{екм} = N_т / N_e.$$

КПД компрессора, как и коэффициент подачи, зависит от режима работы, в первую очередь, от отношения давлений нагнетания и всасывания. Для современных компрессоров со встроенным электродвигателем $\eta_{э.км}$=0,45...0,7, для компрессоров с вынесенным двигателем — $\eta_{екм}$=0,6...0,77. Более высокие значения $\eta_{екм}$ объясняются тем, что в этом коэффициенте не учитываются электрические потери, входящие в $\eta_{э.км}$.

В настоящее время широко используют поршневые холодильные компрессоры холодопроизводительностью при так называемых стандартных условиях (сравнительных, наиболее распространенных значениях t_0, $t_к$, $t_{пс}$ и $t_н$) от десятков ватт до примерно 250 кВт. Однако, несмотря на совершенство, поршневые компрессоры понемногу уступают место компрессорам других типов, отличающимся более длительным рабочим ресурсом, меньшей виброактивностью и большей компактностью.

Сокращение области применения компрессоров поршневого типа будет происходить в ближайшие годы в основном за счет вытеснения компрессоров большой холодопроизводительности. Компрессоры же малой холодопроизводительности, видимо, еще долго будут удерживать главенствующее положение в компрессорном парке.

* Теоретическую мощность называют также *адиабатной* N_a, принимая, что в теоретическом цикле сжатие происходит при S=const.

Список литературы

1. Холодильные компрессоры: Справочник/Под ред. А. В. Быкова. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981.
2. Холодильные машины/Под ред. И. А. Сакуна. Л.: Машиностроение, 1985.

ТЕМА 8

Винтовые и центробежные холодильные компрессоры

Поршневые, винтовые и центробежные компрессоры — три наиболее распространенных типа холодильных компрессоров. Поршневые рассматривались в предыдущей теме.

Винтовые компрессоры стали применять в холодильной технике сравнительно недавно — лет 20—30 назад. Они значительно «моложе» поршневых и центробежных компрессоров, тем не менее прочно вписались в промежуточный по холодопроизводительности диапазон между ними, и постепенно этот диапазон расширяется.

Главные достоинства винтовых компрессоров — высокая надежность из-за отсутствия клапанов, компактность, слабая вибрация. Именно эти показатели обусловили внедрение винтовых компрессоров первоначально в судовых холодильных установках. Лишь позднее они получили широкое распространение в стационарных холодильных установках.

Винтовые компрессоры относятся к компрессорам *объемного* типа. Повышение давления газа (паров хладагента) происходит в результате уменьшения объема рабочей полости — замкнутого пространства между рабочими органами и корпусом.

Рабочими органами служит один — три ротора с нарезанными на них винтовыми зубьями. В холодильных машинах используют преимущественно двухроторные компрессоры (рис. 1). Один ротор —

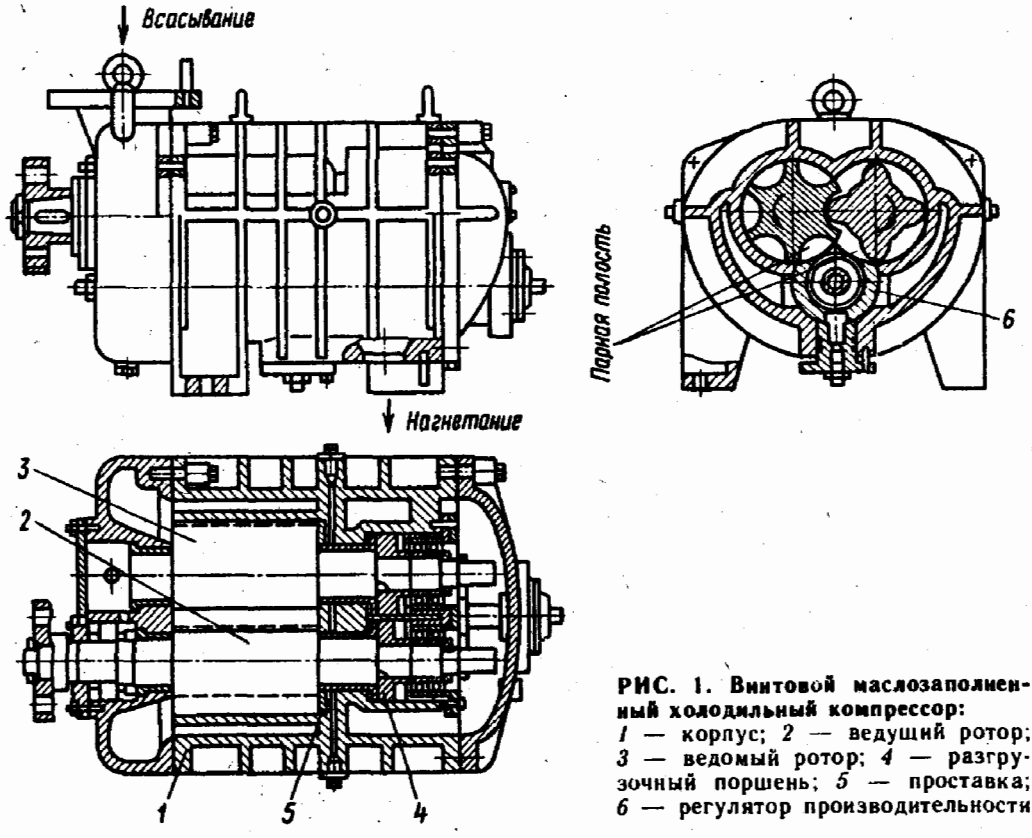


РИС. 1. Винтовой маслозаполненный холодильный компрессор:
1 — корпус; *2* — ведущий ротор; *3* — ведомый ротор; *4* — разгрузочный поршень; *5* — проставка; *6* — регулятор производительности

ведущий, другой — ведомый. Они сцеплены друг с другом как косозубые шестерни.

Число зубьев может быть различным. Самый распространенный вариант — четыре зуба на ведущем роторе и шесть на ведомом (иногда компрессоры модифицируют, превращая шестизубый ротор в ведущий, в этом случае производительность и мощность компрессора увеличиваются примерно в полтора раза).

Зубья имеют специальный, рассчитанный на ЭВМ, профиль, который обеспечивает полное заполнение выступом четырехзубого ротора впадины шестизубого, причем теоретически без какого-либо зазора. Однако практически это невозможно и из-за ограниченной точности станков и изменения размеров при колебаниях температуры в процессе работы. Поэтому роторы (и корпус) обрабатывают так, чтобы при комнатной температуре между ними оставались зазоры, которые, несмотря на их уменьшение при повышении температуры до максимальной рабочей, не позволили бы сопрягающимся деталям соприкоснуться. Из сказанного ясно, что зазоры должны быть не слишком маленькими, но и не слишком большими, так как утечки сжимаемого газа через зазоры ухудшают технические и экономические показатели компрессора. Оптимальные размеры зазоров строго рассчитывают и неукоснительно соблюдают при изготовлении компрессоров.

Снизить утечки газа, кроме уменьшения зазоров (что возможно лишь до определенного предела), можно увеличением частоты вращения роторов (процесс сжатия происходит быстрее и, значит, меньшее количество газа утекает за это время через зазор) и заполнением зазоров смазочным маслом. Последний способ особенно эффективен, так как принудительно подаваемое в значительном количестве масло не только уплотняет зазоры, но и существенно охлаждает сжимаемый газ. Поэтому в холодильной технике применяют исключительно так называемые *маслозаполненные* винтовые компрессоры. Хотя и имеются конструкции, в которых попадание масла в рабочую полость исключено, однако их преимущества не могут перевесить достоинств маслозаполненных компрессоров.

В левой верхней части корпуса (см. рис. 1) имеется окно всасывания — спрофилированное отверстие, через которое газ свободно заполняет пространство, образованное выемками в теле роторов. При повороте роторов кромки окна всасывания перекрываются торцами зубьев и газ оказывается в замкнутом объеме. Затем происходит процесс переноса газа из левой стороны корпуса в правую до тех пор, пока выступ одного ротора не начнет входить во впадину другого. С этого момента начинается сжатие газа в результате уменьшения объема так называемой *парной полости*, находящейся между зубьями роторов и корпусом. Сжатие заканчивается в момент, когда правые торцы зубьев достигают кромок окна нагнетания в нижней правой части корпуса. Сжатый газ через окно нагнетания поступает в нагнетательный патрубок.

Степень сжатия газа (отношение давлений в начале и конце этого процесса) жестко задана геометрией винтового компрессора, т. е. соотношением размеров корпуса, роторов, профилей зубьев. Она называется *внутренней (или геометрической) степенью сжатия* и обычно вносится в паспорт компрессора.

Внутреннюю степень сжатия в винтовых компрессорах можно ступенчато изменять, устанавливая разные проставки с различными окнами нагнетания, но делают это лишь во время сборки. После сбор-

ки при эксплуатации компрессора внутренняя степень сжатия остается неизменной. В отечественных винтовых компрессорах обычно используют стандартные внутренние степени сжатия 2,6; 4,0 или 5,0.

Наибольшей энергетической эффективностью винтовой компрессор обладает в том случае, когда внутренняя степень сжатия совпадает с внешней, т. е. когда давление в парной полости в момент ее соединения с нагнетательным патрубком равно давлению в последнем. Это бывает далеко не всегда, так как давление в нагнетательном патрубке (давление конденсации) зависит от внешних факторов (температуры воды или воздуха, охлаждающих конденсатор, температуры кипения в испарителе). При несовпадении внутренней и внешней степеней сжатия возникают потери, ухудшающие показатели компрессора.

В последние годы за рубежом появились винтовые компрессоры с изменяемой внутренней степенью сжатия. Работа такого компрессора с помощью специальной автоматической системы подстраивается к изменению внешних условий.

При вращении роторов возникают значительные силы, действующие в направлении их осей и существенно осложняющие работу подшипников. Чтобы воспрепятствовать этому применяют разгрузочные поршни. Действие их основано на том, что разность давлений, подведенных к противоположным сторонам поршней, создает силы, направленные навстречу осевым силам.

Производительность винтового компрессора регулируется с помощью золотника — подвижной нижней части корпуса, находящейся между роторами. Она может двигаться в осевом направлении, скользя в направляющих. Пока золотник не сдвинут (на рис. 1 его левый торец совпадает с левыми торцами роторов), компрессор работает на полную производительность. Если золотник сдвинуть несколько вправо, то образование парной полости (замыкание ее объема) в начальный момент окажется невозможным, так как газ перетекает на сторону всасывания через образовавшуюся в нижней части корпуса пустоту. Замыкание объема парной полости произойдет несколько позднее, когда кромки зубьев роторов достигнут нового положения торца сдвинутого золотника. Поэтому объем сжимаемого газа, поместившегося в парной полости, будет несколько меньше исходного и, следовательно, несколько уменьшится производительность компрессора. При дальнейшем движении золотника вправо производительность будет продолжать уменьшаться. Таким образом происходит ее плавное регулирование. Движение золотника осуществляется автоматически с помощью гидравлического, электрического или иного типа привода.

С маслозаполненным винтовым холодильным компрессором компонуется в виде агрегата специальная масляная система, занимающая больший объем, чем сам компрессор. Масло в строго определенном рассчитанном количестве подается в корпус компрессора принудительно масляным насосом, как правило, с индивидуальным электроприводом. После компрессора располагаются маслоотделитель (даже во фреоновых винтовых агрегатах) и затем маслоохладитель, отводящий теплоту, которую масло получило от сжатого газа в корпусе компрессора. В состав масляной системы входят также фильтры грубой и тонкой очистки, трубопроводная арматура, измерительные приборы.

Так же как и у поршневых компрессоров, для привода винтовых служит внешний либо встроенный в корпус электродвигатель. В последнем случае, в отличие от поршневых бессальниковых компрессоров,

электродвигатель чаще всего охлаждается не всасываемым, а нагнетаемым газом, который нагревается гораздо слабее, чем в поршневых компрессорах, благодаря интенсивному охлаждению маслом. При этом из-за отсутствия перегрева на всасывании производительность компрессора увеличивается.

Центробежные компрессоры относятся к компрессорам *динамического* типа. Давление (потенциальная энергия) повышается в них путем преобразования кинетической энергии разогнанного до большой скорости потока газа.

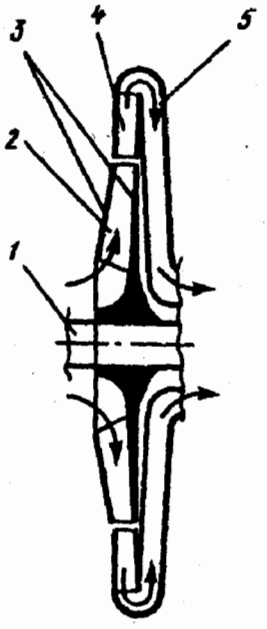
Газ разгоняется в рабочем колесе, состоящем из двух дисков и расположенных между ними лопаток (рис. 2). В центре одного из дисков находится отверстие, через которое газ проникает к лопаткам, отбрасывающим его к периферии колеса. Затем газ продолжает движение через диффузор — расширяющийся канал, разделенный лопатками, либо гладкий, где по мере увеличе сечения потока газа снижается скорость и, согласно закону Бер ли, повышается давление.

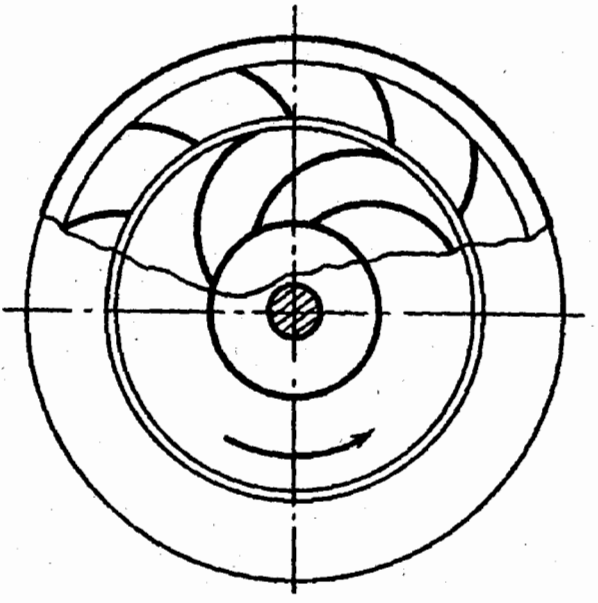
Если этого повышения давле оказывается достаточно, то газ, капливаемый в сборной камере, ступает в нагнетательный тру провод. В противном случае дальнейшего повышения давле процесс повторяется во втором бочем колесе. Поток из диффуз первого рабочего колеса попад во всасывающее отверстие втор через специальные каналы, на ваемые *обратным направляющ аппаратом*, заставляющим газ д гаться от периферии к оси.

Рабочее колесо, диффузор и о ратный направляющий аппар (или сборная камера) составля ступень центробежного компрес ра. Конструктивно диффузоры обратные направляющие аппара выполняются в виде ряда диа рагм — неподвижных деталей д сковой формы (иногда составле ных из двух полудисков), закре ленных в корпусе либо выполне ных с ним заодно.

Повышение давления в ступен

РИС. 2. Схема движения газа в ступени центробежного компрессора:
1 — вал; *2* — лопатка рабочего колеса; *3* — диски рабочего колеса; *4* — лопатка диффузора; *5* — обратный направляющий аппарат





(степень сжатия) зависит от ряда факторов, в первую очередь от частоты вращения рабочих колес, а также от физических свойств сжимаемого газа, из которых важнейшим является плотность. У газов с большой плотностью, например у фреонов, степень сжатия значительная, поэтому фреоновые центробежные компрессоры имеют одно — два, редко больше, рабочих колеса, т. е. одну — две ступени. Аммиак же, который легче фреонов, имеет малую степень сжатия, поэтому аммиачные центробежные компрессоры обычно многоступенчатые (4—7 ступеней).

Все рабочие колеса располагаются на валу, образуя узел, называемый ротором, который приводится во вращение двигателем. В некоторых случаях, чтобы вал не был слишком длинным, колеса примерно поровну распределяют на два вала, при этом компрессор выполняют двухкорпусным.

Частота вращения ротора у современных центробежных компрессоров очень высокая, от 8 до 20 тыс. оборотов в минуту. Скорость газа при этом в рабочих колесах может превышать скорость звука.

Вращающийся ротор не соприкасается с диафрагмами, поэтому механическое трение в центробежных компрессорах отсутствует, за исключением трения в подшипниках вала (обычно это опорные и упорные подшипники скольжения), в которые принудительно подается смазочное масло. Так как подшипники расположены вдали от газового потока, масло, как правило, не попадает в нагнетательный патрубок, что является существенным достоинством центробежных компрессоров.

Давление газа перед рабочим колесом и за ним неодинаково. Разность давлений создает существенную осевую силу, действующую на подшипники. Для противодействия ей служит уравновешивающий поршень, как в винтовом компрессоре.

Внутри ступени и между ступенями возможны перетечки газа. С целью свести их к минимуму в местах возможных перетечек ставят лабиринтные уплотнения. Они представляют собой несколько (до десяти) гребешков, последовательно располагающихся на валу или на неподвижных деталях корпуса и почти касающихся (зазор составляет 0,1—0,25 мм) противостоящей детали — корпуса либо вала. Гребешки создают значительное сопротивление перетекающему газу и сводят перетечки к минимуму.

Между ротором и двигателем, если он не является быстроходной турбиной или скоростным высокочастотным электродвигателем, находится мультипликатор — передача, повышающая частоту вращения ротора. Мультипликатор может располагаться отдельно от компрессора или быть встроенным в его корпус.

На рис. 3 изображен современный центробежный компрессор со встроенным мультипликатором и вертикальным разъемом корпуса. Диски диафрагм у него неразрезные, в отличие от компрессоров с горизонтальным разъемом корпуса.

Возникающие при вращении рабочих колес центробежные силы создают значительные напряжения, поэтому колеса должны быть из особо прочных материалов. Обычно их изготовляют из высокопрочной легированной стали или специальных сплавов. Последние применяют в аммиачных центробежных компрессорах, где требуются особенно высокие скорости. Хорошо зарекомендовали себя сплавы на основе титана, хотя менее прочные, чем сталь, но зато гораздо более легкие, благодаря чему в них возникают намного меньшие, чем в стали, напряжения.

Наличие нескольких ступеней сжатия в центробежных компрессорах позволяет более гибко, чем в

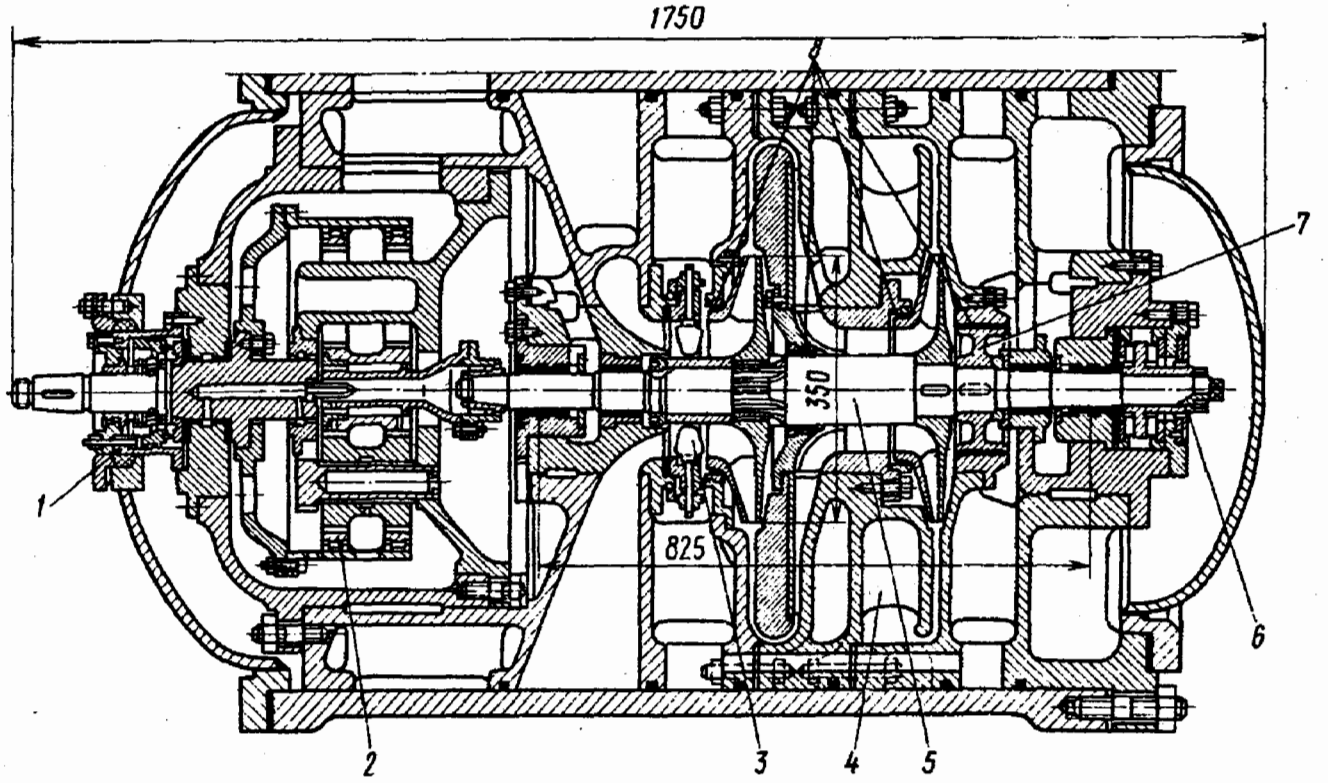


РИС. 3. Двухступенчатый центробежный фреоновый холодильный компрессор:
1 — сальниковое уплотнение вала; *2* — мультипликатор; *3* — лопатка входного направляющего аппарата; *4* — пакет диафрагм; *5* — ротор; *6* — подшипник; *7* — уравновешивающий поршень; *8* — лабиринтные уплотнения

поршневых, строить холодильные циклы, поскольку имеется возможность отбирать газ после сжатия в промежуточных ступенях. Давление при этом также имеет промежуточные (между начальным и конечным) значения, что позволяет, например, получать холод в нескольких испарителях при различных температурах кипения. У компрессоров, предназначенных для работы в циклах с несколькими температурными уровнями, на корпусе имеются дополнительные патрубки для промежуточных отборов газа.

Производительность центробежного компрессора можно регулировать, изменяя частоту вращения ротора. Для этого нужен привод с изменяемой частотой вращения — турбина, специальный электродвигатель, мультипликатор с переменным передаточным числом. На практике чаще применяют стандартные односкоростные электродвигатели и нерегулируемые мультипликаторы. В этом случае для регулирования производительности обычно служит лопаточный входной направляющий аппарат перед рабочим колесом. Он состоит из равномерно расположенных по окружности лопаток, поворачивающихся с помощью того или иного привода относительно своей оси.

Производительность компрессора наибольшая, когда лопатки повернуты ребром к входящему в рабочее колесо потоку газа (как показано на рис. 3), т. е. когда поток скользит параллельно плоскостям лопаток. При одновременном повороте лопаток их плоскости образуют с направлением потока некоторый угол, поток газа перед поступлением в рабочее колесо закручивается, что приводит по законам аэродинамики к снижению производительности компрессора. Причем она тем меньше, чем больше угол поворота лопаток.

С основами теории и расчета компрессоров разных типов можно ознакомиться в специальной литературе.

Список литературы

1. Винтовые компрессорные машины: Справочник / П. Б. Амосов, Н. И. Бобриков, А. И. Шварц, Ф. Л. Верный. Л.: Машиностроение, 1977.
2. Сакун И. А. Винтовые компрессоры. Л.: Машиностроение, 1970.
3. Холодильные компрессоры: Справочник / Под ред. А. В. Быкова. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981.
4. Центробежные компрессорные машины / Ф. М. Чистяков, В. В. Игнатенко, Н. Т. Романенко, Е. С. Фролов. М.: Машиностроение, 1969.
5. Чистяков Ф. М. Холодильные турбоагрегаты. М.: Машиностроение, 1967.

ТЕМА 9

Теплообменная аппаратура

В состав холодильных машин, помимо компрессоров, входят теплообменные аппараты. К основным теплообменным аппаратам парокомпрессионных холодильных машин относят конденсаторы и испарители. В каскадных парокомпрессионных холодильных машинах применяют совмещенный аппарат конденсатор-испаритель, выполняющий одновременно две функции. В абсорбционных холодильных машинах часто также применяют совмещенные в одном корпусе теплообменные аппараты, выполняющие две функции: например, испарителя и абсорбера, конденсатора и генератора.

В испарителе происходит кипение жидкого хладагента с превращением его в пар, в конденсаторе — обратный процесс, т. е. превращение паров хладагента в жидкость. В процессе кипения теплота отводится от охлаждаемой среды и передается кипящему хладагенту.

В процессе конденсации, наоборот, теплота от конденсирующихся паров хладагента передается охлаждающей конденсатор среде.

Как правило, смешение хладагента со средами не допускается, поэтому в любом теплообменном аппарате есть как минимум одна замкнутая полость, через которую циркулирует хладагент. Охлаждаемая или охлаждающая среда часто также циркулирует через замкнутую соседнюю полость. Теплопередача происходит через непроницаемую для жидкостей и газов стенку.

Конденсаторы в зависимости от вида охлаждающей их среды, которой передается теплота от хладагента, бывают воздушные, водяные и смешанного охлаждения (если не считать аппаратов каскадных машин, в которых конденсирующийся хладагент нижней ветви каскада охлаждается кипящим хладагентом верхней ветви).

Среди испарителей различают аппараты, предназначенные для охлаждения жидких хладоносителей (в частности, воды), газов (чаще всего воздуха) и твердых тел (например, технологического оборудования, бетонных монолитов, грунта и др.).

Конструкции конденсаторов и испарителей довольно разнообразны, рассмотрим наиболее распространенные.

КОНДЕНСАТОРЫ

Среди водяных конденсаторов самую большую группу составляют **кожухотрубные конденсаторы.**

Основные элементы кожухотрубного конденсатора (рис. 1.): кожух (сваренная из стального листа обечайка), приваренные к его торцам трубные доски с отверстиями, в которые вставлены теплообменные трубы. Концы труб в трубных досках уплотнены развальцовкой либо сваркой.

Через патрубок внутрь кожуха сверху подаются пары хладагента, заполняющие все пространство между трубами. Внутри труб протекает охлаждающая вода. Теплота от паров хладагента к воде передается через стенки труб. При этом на наружной поверхности труб и происходит конденсация хладагента.

В горизонтальных конденсаторах сконденсированные капли хладагента под влиянием силы тяжести стекают в нижнюю часть ко-

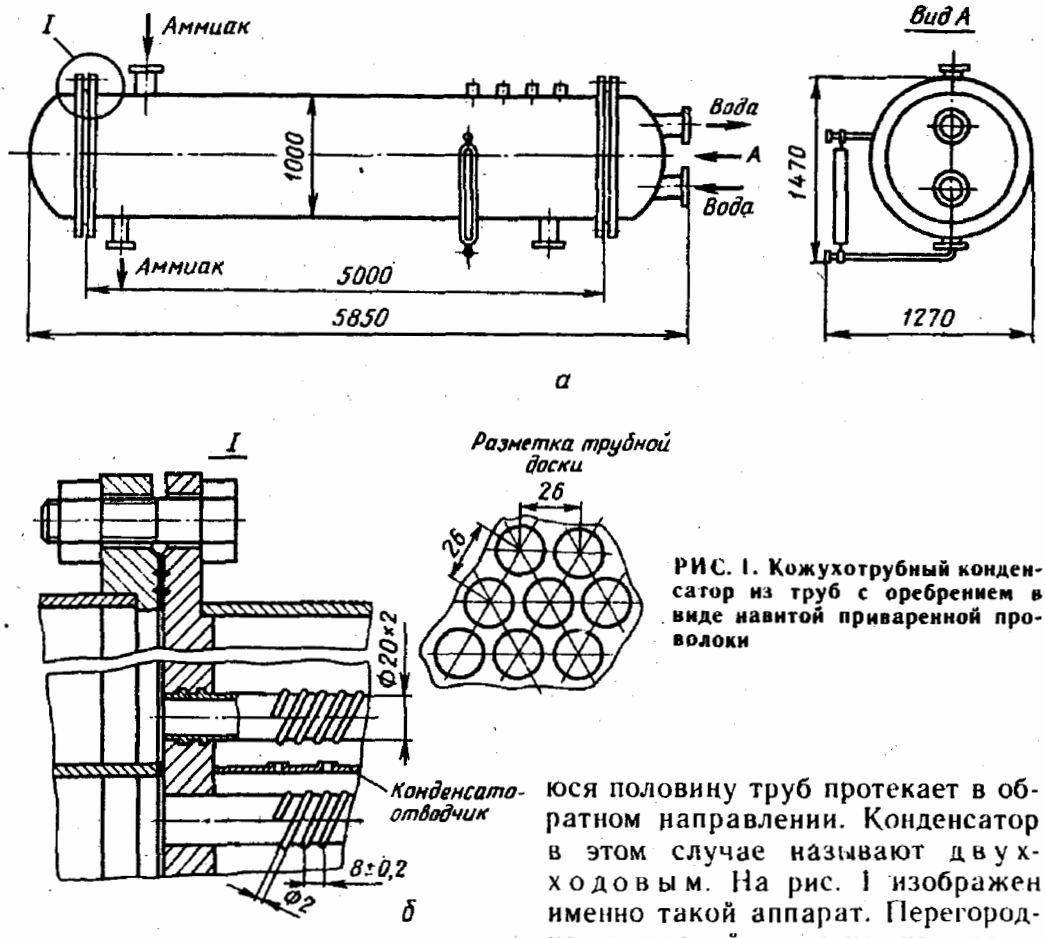


РИС. 1. Кожухотрубный конденсатор из труб с оребрением в виде навитой приваренной проволоки

жуха аппарата. Как правило, здесь предусматривают свободное от труб пространство, служащее для сбора жидкого хладагента.

Для организации потока воды служат крышки, соединяемые с кожухом с помощью фланцев, болтов и уплотнительных прокладок. Вода может поступать во все трубы одновременно через входной патрубок в одной из крышек и вытекать через выходной патрубок в противоположной крышке. В этом случае конденсатор называют о д н о х о д о в ы м, так как вода совершает через него один ход.

Однако поток воды может быть организован и по-другому. Сначала он проходит через половину всех труб в одном направлении, затем разворачивается и через оставшуюся половину труб протекает в обратном направлении. Конденсатор в этом случае называют д в у х х о д о в ы м. На рис. 1 изображен именно такой аппарат. Перегородка в правой крышке не позволяет воде перемещаться из входного (нижнего) патрубка в выходной. Левая глухая крышка перегородок не имеет, в ней происходит поворот потока, переход его из нижней половины труб в верхнюю.

Кроме одно- и двухходовых встречаются аппараты и с бо́льшим количеством ходов.

В вертикальных конденсаторах вода протекает по трубам под действием силы тяжести, поэтому отпадает необходимость в крышках. Такие конденсаторы всегда одноходовые. При входе воды в трубу ее поток закручивается специальной насадкой так, что вода стекает по стенкам, не заполняя всего сечения трубы.

В кожухотрубных конденсаторах имеется ряд дополнительных устройств, облегчающих обслужи-

вание и обеспечивающих соблюдение правил техники безопасности. Это — запорные вентили, указатели уровня жидкости, входные коллекторы для равномерного распределения хладагента по объему крупных конденсаторов, предохранительные клапаны и др.

Из-за высокой химической активности аммиака по отношению к цветным металлам для изготовления теплообменных аппаратов аммиачных холодильных машин используют исключительно сталь и чугун.

Во фреоновых холодильных машинах из стали делают только корпусные детали (обечайки, крышки, трубные доски, элементы крепления), трубы же в основном используют медные. В последнее время все более широкое распространение получают алюминиевые сплавы.

Термическое сопротивление материала стенки влияет на интенсивность теплопередачи. Оно невелико у металлических труб, если только их поверхность чистая. Различные загрязнения (слои окислов, масла, водяного камня) затрудняют теплопередачу через стенку, поэтому необходимо тщательно следить за чистотой теплообменных поверхностей.

На интенсивность теплопередачи большое влияние оказывают также условия теплообмена на поверхностях стенки, т. е. условия перехода теплоты от конденсирующегося хладагента к стенке и от стенки к потоку воды. Они характеризуются коэффициентами теплоотдачи α.

Эти коэффициенты вместе с термическим сопротивлением стенки δ/λ (где δ — толщина стенки, λ — коэффициент теплопроводности) определяют коэффициент теплопередачи k — количество теплоты, проходящее за 1 с через 1 м^2 поверхности при перепаде температур в 1 °С (К) от одной среды к другой.

Коэффициент теплопередачи

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

всегда несколько меньше, чем наименьший из коэффициентов теплоотдачи α_1 или α_2.

Во фреоновых конденсаторах обычно коэффициент теплоотдачи α_1 от конденсирующегося хладагента к стенке существенно меньше, чем коэффициент теплоотдачи α_2 от стенки к потоку воды. Поэтому, чтобы повысить интенсивность теплопередачи, желательно увеличить поверхность теплообмена со стороны фреона, не увеличивая ее со стороны воды. С этой целью на наружной поверхности труб, соприкасающейся с фреоном, делают ребра, чаще всего методом накатки.

В аммиачных конденсаторах, где теплоотдача несколько выше, до последнего времени использовали гладкостенные стальные трубы в основном из-за трудности их оребрения. Однако в современных конструкциях все чаще применяют оребренные трубы (см. рис. 1).

В последнее время широкое распространение получили **пластинчатые конденсаторы** (рис. 2). Они состоят из штампованных пластин, собранных в пакет, концевые плиты которого стянуты стальными шпильками. В пакете образованы два извилистых канала, по которым навстречу друг другу двигаются хладагент и вода.

Этот тип конденсаторов отличается компактностью и малой металлоемкостью (особенно если пластины из алюминиевых сплавов). Однако для механической очистки пластин от отложений водяного камня аппарат всякий раз требуется полностью разбирать, в то время как у кожухотрубных конденсаторов для очистки труб нужно только снять крышки, а у вертикальных не требуется даже и этого.

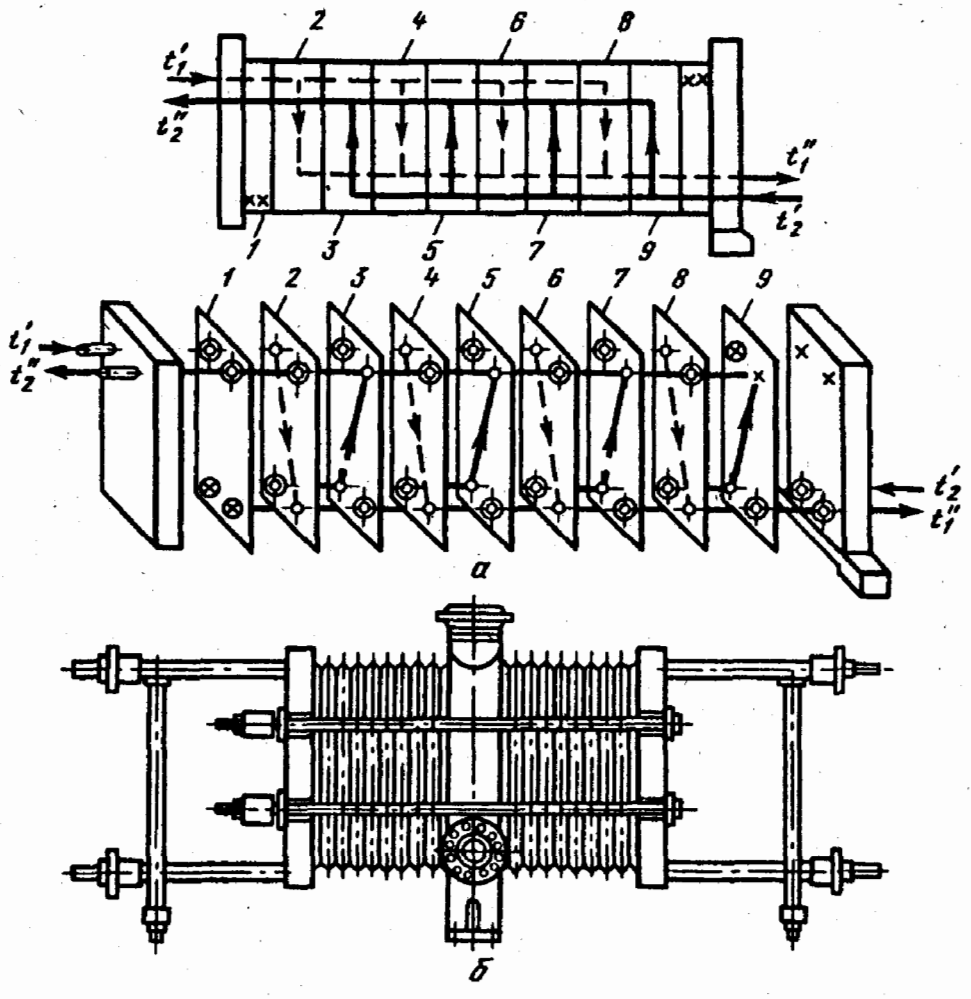
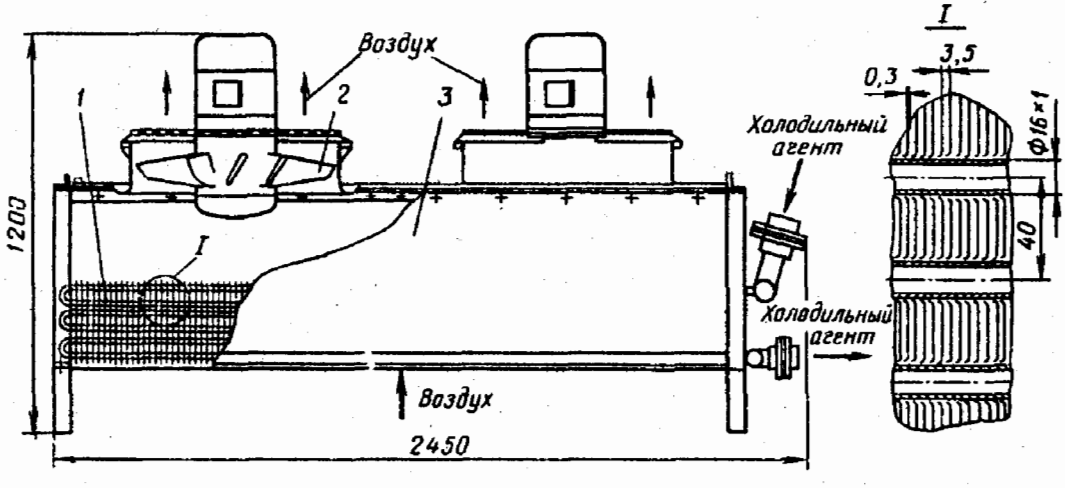


РИС. 2. Пластинчатый конденсатор:
а — схема потоков; *б* — аппарат в собранном виде; *1—9* — пластины; t_1', t_1'' — температуры хладагента; t_2', t_2'' — температуры охлаждающей воды

РИС. 3. Воздушный конденсатор:
1 — теплообменная поверхность; *2* — вентилятор; *3* — корпус



Воздушные конденсаторы характеризуются сильно развитой теплообменной поверхностью со стороны воздуха — применяемые трубы имеют значительно большую поверхность ребер, чем в конденсаторах с водяным или смешанным охлаждением. Это вызвано невысоким коэффициентом теплоотдачи к воздуху.

Часто ребрами служат тонкие металлические листы, надетые сразу на несколько труб. Расстояние между ребрами (шаг ребер) 2...4 мм. В воздушных конденсаторах обычно используют трубы из меди, а ребра из латуни, алюминия, стали.

Повышения эффективности теплоотдачи со стороны воздуха достигают также увеличением скорости воздуха около теплообменной поверхности. С этой целью воздушные конденсаторы (за исключением самых маленьких — в бытовых и некоторых торговых холодильниках) снабжают вентиляторами, различными направляющими устройствами (короба, воздуховоды, диффузоры), а также завихряющими воздушный поток элементами (гофры, просечки).

Крупный воздушный конденсатор (площадь наружной поверхности 405 м^2) показан на рис. 3. Помещенные в диффузоры два мощных (по 4,4 кВт) вентилятора просасывают воздух через пакет оребренных труб, находящийся внутри кожуха.

В конденсаторах со смешанным охлаждением используются одновременно две охлаждающие среды — вода и воздух. Причем значительная доля отводимой от хладагента теплоты идет на частичное испарение воды (скрытая теплота парообразования воды более чем в 500 раз превышает ее теплоемкость).

В ранний период развития холодильной техники были распространены так называемые **оросительные конденсаторы.** В них вода из распределительного желоба капала на гладкие трубы, стекала вниз, частично испаряясь. Оставшуюся воду собирали и, добавив свежей, насосом вновь подавали в желоб. Такие конденсаторы необычайно просты по устройству, но громоздки и неудобны в эксплуатации. Тем не менее их кое-где используют до сих пор.

Сейчас все чаще применяют **испарительные конденсаторы** (рис. 4). В них мощный поток воздуха, создаваемый размещенными вверху (или внизу) вентиляторами, направлен снизу вверх навстречу воде, стекающей по трубному змеевику основной секции, занимающей всю нижнюю часть корпуса. В змеевике происходит конденсация хладагента в результате интенсивного испарения воды в воздушном потоке.

Выше основной секции находится элиминатор, служащий для задерживания капель воды, уносимых воздухом.

Прежде чем попасть в основную секцию, пары хладагента проходят через так называемый форконденсатор — небольшой змеевик, расположенный выше элиминатора. В нем предварительно снижается температура хладагента, что способствует уменьшению образования водяного камня на основной поверхности.

Между форконденсатором и основной секцией при необходимости располагают маслоотделитель (на рисунке не показан).

Внизу корпуса имеется поддон для сливаемой воды. Из него она насосом подается обратно в разбрызгиватели (форсунки) оросительной системы. Так как часть воды испаряется и уносится потоком воздуха, в систему необходимо постоянно добавлять некоторое количество свежей воды. Это осуществляется автоматически с помощью поплавкового регулятора уровня в поддоне.

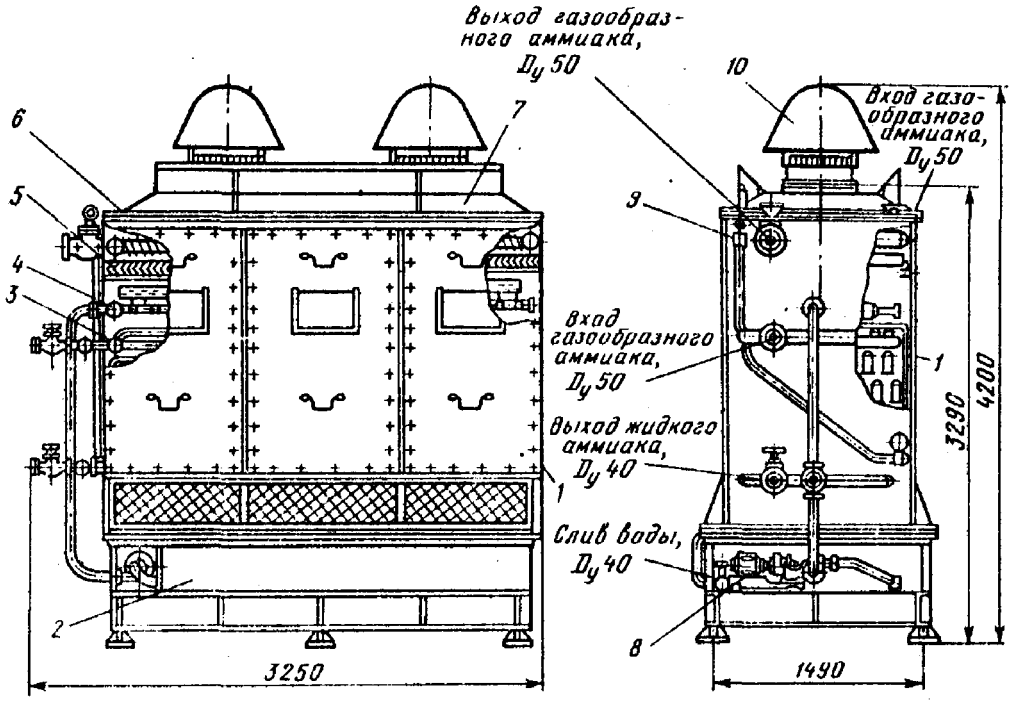


РИС. 4. Испарительный конденсатор: *1* — корпус; *2* — поддон; *3* — основная секция; *4* — оросительная система; *5* — элиминатор; *6* — форконденсатор; *7* — диффузор; *8* — водяной насос; *9* — предохранительный клапан; *10* — вентилятор

Испарительные конденсаторы отличаются компактностью и сравнительно небольшим расходом воды. Они совмещают функции конденсатора и градирни, которая необходима для охлаждения воды при использовании кожухотрубных конденсаторов. Однако выпадение водяного камня вызывает определенные трудности в процессе эксплуатации.

ИСПАРИТЕЛИ

Как и у конденсаторов, большую группу образуют **кожухотрубные испарители.** Их конструкция во многом подобна конструкции таких же конденсаторов.

Если в конденсаторы пары хладагента поступают, как правило, сверху, а жидкий хладагент выходит снизу, то в испарителях — наоборот.

В зависимости от того, где кипит хладагент, различают испарители с межтрубным и внутритрубным кипением.

В испарителях с межтрубным кипением хладагент кипит в межтрубном пространстве, а хладоноситель — вода или другая жидкость с низкой температурой замерзания — протекает по трубам. Существует два варианта: хладагент заполняет бо́льшую часть межтрубного пространства (в испарителях *затопленного типа*) или стекает по трубам при подаче насосом неиспарившейся жидкости из нижней части в разбрызгиватели (в испарителях оросительного типа). Последние отличаются более эффективной работой, но сложнее по конструкции и дороже.

В аммиачных испарителях для сбора масла, поскольку оно не растворяется в хладагенте, в нижней части обычно имеется маслоотстойник, из которого масло необходимо периодически удалять.

Во фреоновых испарителях кипящая масло-фреоновая смесь обычно образует густую пену, с которой масло постоянно уносится, так что оно не скапливается. В этих испарителях в верхней части кожуха обычно предусматривают свободное от труб пространство.

С масло-фреоновой пеной уносится также некоторое, хотя и небольшое, количество неиспарившегося хладагента, которое не участвует в выработке холода, его можно утилизировать в регенеративном теплообменнике.

В последнее время получили распространение кожухотрубные *испарители с внутритрубным кипением хладагента.* По конструкции они мало отличаются от испарителей с межтрубным кипением.

Чтобы существенно повысить теплоотдачу от хладоносителя, подаваемого в межтрубное пространство, внутри кожуха устанавливают направляющие перегородки, заставляющие поток хладоносителя двигаться «змейкой».

Теплоотдача от фреона хуже, чем от аммиака, поэтому во фреоновых испарителях необходимо увеличивать теплообменную поверхность со стороны фреона. В испарителях с межтрубным кипением это достигается обычным способом — применением труб с накатанными на внешнюю поверхность невысокими ребрами. В испарителях с внутритрубным кипением в медную трубу запрессовывают на всю длину алюминиевый сердечник со звездообразным (8—10 лучей) сечением. В такой трубе хладагент движется по узким параллельным каналам, образованным впадинами сердечника.

Благодаря незначительному объему каналов в холодильную машину с испарителем с внутритрубным кипением нужно заправлять гораздо меньше хладагента, чем в такую же машину с испарителем с межтрубным кипением. Это большое преимущество, когда в качестве хладагента используется какое-либо дорогостоящее вещество.

В испарителях с межтрубным кипением из соображений безопасности необходимо устанавливать режим работы, при котором температура охлажденной воды не должна опускаться ниже 6—7 °С. Иначе, при возможном отклонении режима (понижении температуры кипения на несколько градусов), вода в трубах может быстро замерзнуть (воды мало, а запас холода в кипящем хладагенте большой) и, расширяясь, разрушить элементы конструкции аппарата.

В испарителях с внутритрубным кипением картина обратная: воды в корпусе много, а хладагента в трубах мало, поэтому нет опасности замерзания воды при понижении температуры кипения (по крайней мере в течение того времени, пока не будут приняты меры для устранения причин, вызвавших понижение температуры). Это позволяет получать в испарителях с внутритрубным кипением воду с температурой всего 1—2 °С.

В последние годы стали меньше производить, но все еще продолжают эксплуатировать **испарители открытого типа** — с открытой системой циркуляции хладоносителя, например воды (рис. 5). Она охлаждается в открытом баке (необязательно металлическом — он может быть железобетонным). В хладоноситель погружены охлаждающие элементы — трубы или панели, внутри которых кипит хладагент. Для интенсификации теплоотдачи вода перемешивается мешалкой, работающей от электродвигателя. Охлажденная вода отбирается из бака насосом и подается потребителю холода.

Испарители открытого типа проще и дешевле в изготовлении, но из-за соприкосновения хладоносителя с воздухом подвержены кор-

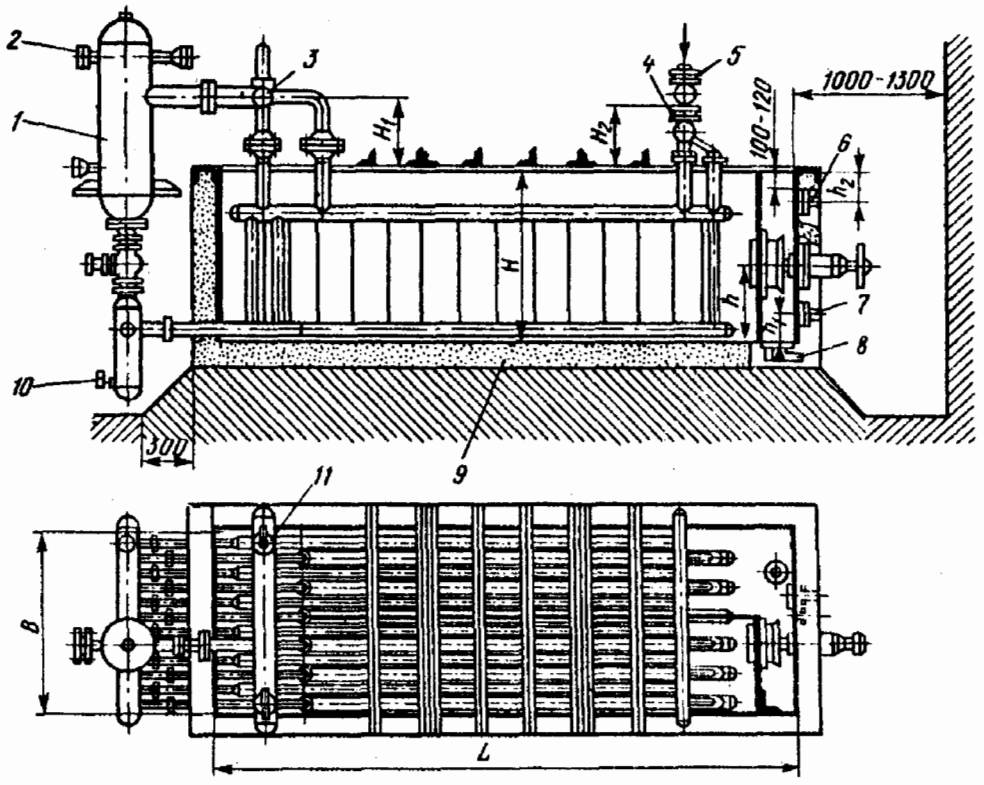


РИС. 5. Панельный испаритель открытого типа:

1 — отделитель жидкости; *2* — выходной патрубок для паров хладагента; *3* — сборный коллектор; *4* — коллектор, распределяющий парожидкостную смесь; *5* — входной патрубок для парожидкостной смеси хладагента; *6, 7, 8* — патрубки для хладоносителя соответственно переливной, выходной и сливной; *9* — теплоизоляция; *10* — патрубок для слива масла; *11* — предохранительный клапан

розии, поэтому менее предпочтительны, чем испарители закрытого типа.

Существуют также **пластинчатые испарители,** по конструкции подобные пластинчатым конденсаторам.

Большую группу составляют **испарители для охлаждения воздуха.** Движение его в аппаратуре может быть принудительным, тогда аппарат называют *воздухоохладителем,* либо естественным, тогда это — *охлаждающая батарея.*

И в том и в другом случае низкий коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха требует мощного оребрения. По существу охлаждающая батарея и представляет собой тем или иным образом скомпонованные оребренные трубы, которые крепят к стенкам либо потолку охлаждаемого помещения.

В состав воздухоохладителя входят один или несколько вентиляторов.

Устройство воздухоохладителя напоминает устройство воздушного конденсатора. В воздухоохладителе необходимо обеспечить равномерное распределение хладагента по всем трубам (когда имеется несколько параллельно работающих змеевиков). Для этого применяют специальные устройства, имеющие один вход для парожидкостной смеси, подводимой от дросселирующего устройства, и столько выходов, сколько нужно питать

змеевиков. Одинаковые каналы внутри распределяющего устройства обеспечивают равномерную подачу хладагента в змеевики.

Змеевики воздухоохладителей и охлаждающие батареи, работающие при отрицательных температурах воздуха, покрываются инеем из-за вымерзания имеющейся в воздухе влаги. В результате ухудшается теплообмен, поэтому иней требуется периодически оттаивать, не допуская образования «снеговой шубы».

Способы оттаивания инея — подачей в аппарат горячих паров хладагента прямо из компрессора, с помощью электронагревателей, орошением поверхности аппарата снаружи теплой жидкостью.

Необходимую площадь теплообменной поверхности F, м^2, конденсатора или испарителя определяют делением тепловой нагрузки Q, Вт, на коэффициент теплопередачи k, Вт/(м^2·К) и усредненный температурный напор θ, К, между хладагентом и средой:

$$F = \frac{Q}{k\theta}.$$

Тепловая нагрузка испарителя $Q_и$ равна холодопроизводительности машины Q_0, а нагрузка конденсатора $Q_к$ примерно на 30 % больше (точнее ее можно определить из теплового расчета холодильной машины).

Коэффициент теплопередачи k рассчитывают по формулам, которые можно найти в специальной литературе. Значение его варьируется примерно от 5 Вт/(м^2·К) при естественной конвекции воздуха до 4000 Вт/(м^2·К) при принудительном движении жидкой среды с большой скоростью (1,5—2 м/с).

Способ усреднения температурного напора θ также изложен в специальной литературе. В разных аппаратах он составляет от 5 до 15 °С.

Список литературы

1. Теплообменные аппараты, приборы автоматизации и испытания холодильных машин: Справочник / Под ред. А. В. Быкова. М: Легкая и пищевая промышленность, 1984.
2. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г. Н. Данилова, С. Н. Богданов, О. П. Иванов и др. 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1986.

ТЕМА 10

Холодильные установки с парокомпрессионными холодильными машинами

Холодильная установка с парокомпрессионной холодильной машиной, помимо основных обязательных элементов машины, необходимых для производства искусственного холода,включает еще аппараты, трубопроводы, арматуру, которые в совокупности обеспечивают распределение и использование искусственного холода.

Холодильная установка зачастую обслуживает большое число охлаждаемых объектов, поэтому имеет разветвленную сеть трубопроводов и нередко работает в условиях резких колебаний тепловых нагрузок.

Принципиальные особенности любой холодильной установки отражает ее принципиальная схема, которая в несколько упрощенной форме дает представление об основном и вспомогательном оборудовании, соединенных трубопроводами.

С определенной степенью условности в принципиальной схеме холодильной установки можно выделить следующие схемы:

системы охлаждения;

подключения компрессоров;

конденсаторного узла и регулирующей станции.

Система охлаждения представляет собой часть холодильной установки, расположенную между компрессором и регулирующим вентилем. Существуют системы непосредственного охлаждения и системы с промежуточным хладоносителем.

Охлаждение объектов происходит с помощью теплообменных аппаратов, входящих в систему охлаждения, которые называют приборами охлаждения* В камерах холодильников приборами охлаждения служат охлаждающие батареи различных типов и воздухоохладители.

Охлаждающие батареи предназначены для охлаждения воздуха в камерах при его естественной циркуляции. По месту расположения в камере различают батареи потолочные и пристенные. Их выполняют, как правило, одно- или двухрядными с числом труб по высоте от 8 до 16.

Воздухоохладители по способу теплообмена делят на поверхностные (сухие) и контактные (орошаемые). Наиболее распространены поверхностные воздухоохладители. Они представляют собой заключенный в кожух пучок труб с шахматным или коридорным расположением, принудительно обдуваемый воздухом с помощью вентилятора.

В аммиачных холодильных установках используют подвесные и постаментные воздухоохладители (рис. 1).

СИСТЕМЫ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

По способу подачи хладагента в приборы охлаждения различают системы непосредственного охлаждения безнасосные и насосно-циркуляционные.

В безнасосных системах хладагент может поступать в приборы охлаждения:

---

* Принятый в специальной технической литературе термин «прибор» вряд ли удачен.

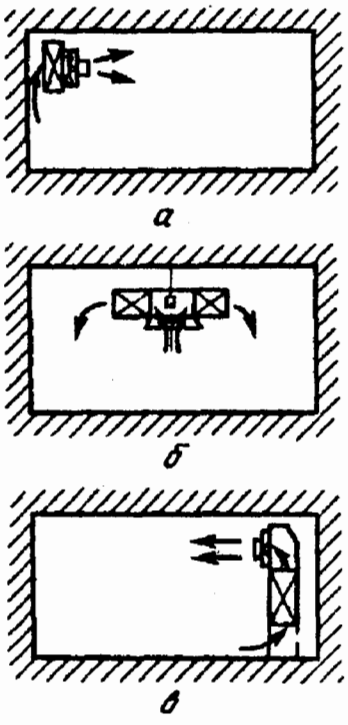


РИС. 1. Типы воздухоохладителей: *а* — подвесной пристенный; *б* — подвесной потолочный; *в* — постаментный

под действием разности давлений конденсации и кипения — прямоточные системы и системы с нижним расположением отделителя жидкости;

под действием напора столба жидкости — системы с верхним расположением отделителя жидкости.

В насосно-циркуляционных системах хладагент подается в приборы охлаждения под напором, создаваемым насосом.

Безнасосные аммиачные системы проектируют для относительно небольших холодильников.

В прямоточной безнасосной системе для устойчивой и безопасной работы компрессора количество жидкости $G_ж$, подаваемой в приборы охлаждения, должно быть равно количеству образовавшегося пара $G_п$, что соответствует кратности циркуляции хладагента $n = G_ж/G_п = 1$. Это условие трудно обеспечить открытием регулирующего вентиля вручную. Неизбежно возникают ситуации, когда регулирующий вентиль открыт или недостаточно, или на излишне большой проход.

В первом случае приборы охлаждения оказываются недостаточно заполненными хладагентом. Часть их поверхности работает неинтенсивно, что приводит к повышению температуры в охлаждаемом объекте. Во втором случае при избыточной подаче жидкого хладагента в приборы охлаждения он выкипает не весь и в компрессор из приборов охлаждения поступает влажный пар, т. е. пар, содержащий капли неиспарившейся жидкости. При «влажном ходе» компрессора снижается эффективность работы холодильной машины и, что особенно опасно, создается аварийная ситуация — может произойти гидравлический удар в компрессоре.

Применение подобной схемы в разветвленных аммиачных системах с несколькими объектами охлаждения требует установки на всасывающей стороне отделителя жидкости и защитных ресиверов.

Отделитель жидкости располагают выше защитных ресиверов, на любом уровне относительно приборов охлаждения. В отделителе жидкости, куда попадает влажный пар хладагента, выходящий из приборов охлаждения, изменяется направление движения пара, снижается его скорость, в результате чего от него отделяется жидкость. Сухой пар отсасывается компрессором, а отделенная жидкость сливается в один из защитных ресиверов.

Пока один из защитных ресиверов заполняется жидкостью, из другого ресивера она выдавливается и возвращается в систему охлаждения с помощью паров хладагента высокого давления, подаваемых по нагнетательному трубопроводу компрессора (рис. 2, *а*).

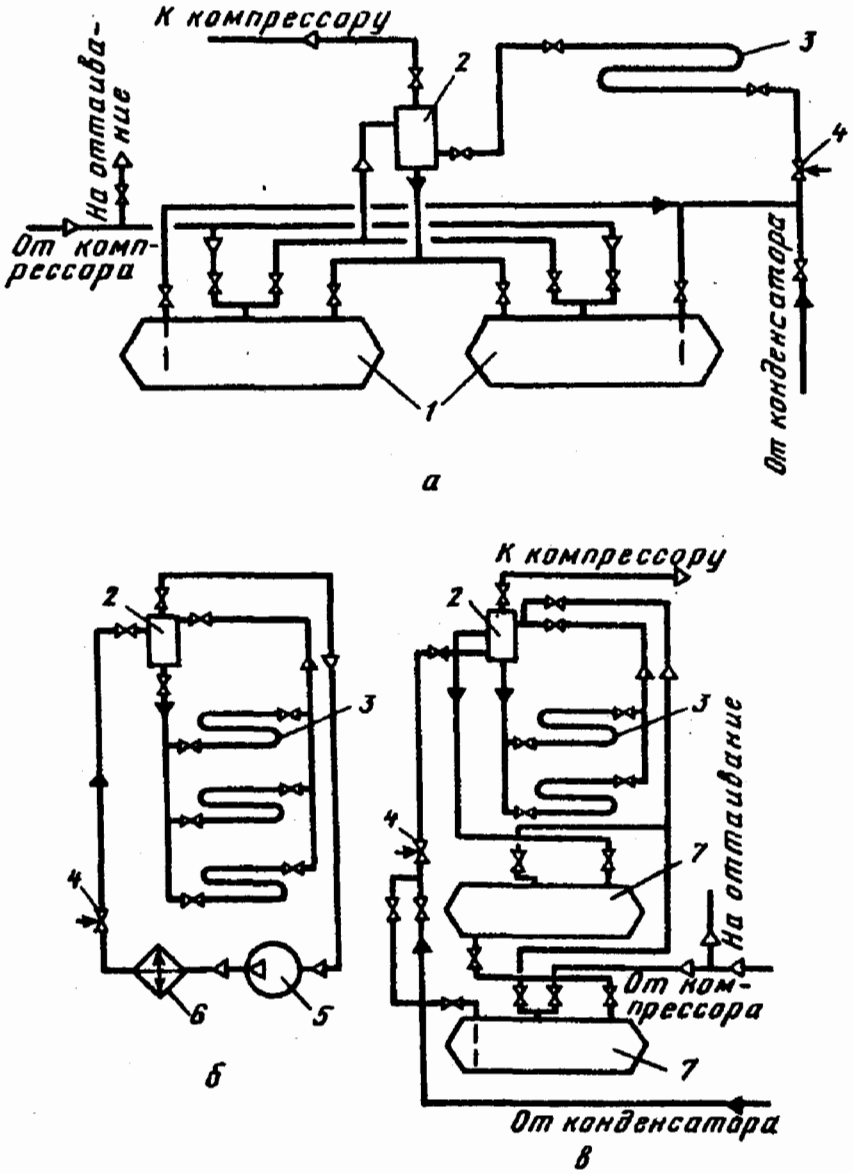


РИС. 2. Безнасосные аммиачные системы непосредственного охлаждения:
а — с нижним расположением отделителя жидкости; *б* — с верхним расположением отделителя жидкости; *в* — с верхним расположением отделителя жидкости и защитными ресиверами; *1* — защитный ресивер; *2* — отделитель жидкости; *3* — охлаждающая батарея; *4* — регулирующий вентиль; *5* — компрессор; *6* — конденсатор; *7* — защитный ресивер

Возможно применение вертикальных защитных ресиверов, одновременно выполняющих функцию отделителя жидкости.

В безнасосной системе с верхним расположением отделителя жидкости жидкий хладагент после конденсатора (или линейного ресивера) дросселируется в отделитель жидкости, расположенный выше всех приборов охлаждения (рис. 2, *б*). В отделителе жидкости парожидкостная смесь разделяется. Пар хладагента отсасывается компрессором, а жидкость поступает в приборы охлаждения под напором столба жидкости.

В приборах охлаждения хладагент кипит и в виде парожидкостной смеси возвращается в отделитель жидкости. Пар отсасывается компрессором, а неиспарившаяся жидкость снова направляется в приборы охлаждения.

Циркуляция хладагента осуществляется в результате действия циркуляционного напора $\Delta p_ц$, Па:

$$\Delta p_ц = (\rho_1 - \rho_2) H \cdot 9{,}8,$$

где ρ_1 — плотность жидкого хладагента, кг/м^3;

ρ_2 — плотность парожидкостной смеси в приборе охлаждения и в трубопроводе отсоса в отделитель жидкости, кг/м^3;

H — высота столба жидкости в циркуляционном контуре, м.

При увеличении тепловой нагрузки на приборы охлаждения возрастают циркуляционный напор $\Delta p_ц$ и расход жидкости через приборы охлаждения.

Несмотря на улучшение циркуляции и распределения хладагента, данная схема обладает рядом недостатков:

существует опасность переполнения отделителя жидкости при поступлении из испарителя парожидкостной смеси с большим содержанием жидкости;

при высоком уровне в отделителе жидкости из-за вредного влияния гидростатического столба жидкости может повышаться температура кипения хладагента в приборах охлаждения, расположенных значительно ниже отделителя жидкости;

затрудняется равномерное распределение жидкости по потребителям холода, особенно в разветвленных системах холодильников, в связи с чем приборы охлаждения используются неэффективно, нарушается температурный режим в объектах охлаждения.

Недостатками данной системы являются также:

большая емкость по хладагенту;

значительное загрязнение маслом, ухудшение теплопередачи охлаждающих батарей.

Установка защитных ресиверов, куда при переполнении отделителя жидкости сливается избыточная жидкость, повышает безопасность работы компрессоров.

В схеме с верхним расположением отделителя жидкости применяют два ресивера, размещаемых на разной высоте. При накапливании в верхнем ресивере аммиака до заданного уровня он автоматически сбрасывается в ресивер, расположенный ниже. Из него жидкий аммиак с помощью горячих паров выдавливается и подается в испаритель.

Необходимость снижения вредного влияния гидростатического столба жидкости и трудности распределения жидкости по объектам охлаждения ограничивают область применения безнасосной системы с верхним расположением отделителя жидкости. Ее используют главным образом на одноэтажных холодильниках емкостью до 600 т.

Насосно-циркуляционные системы охлаждения более полно отвечают общим требованиям, предъявляемым к охлаждающим системам. В настоящее время широко распространены насосно-циркуляционные системы охлаждения как с нижней, так и с верхней подачей хладагента в приборы охлаждения (рис. 3, *а*). Их применяют на одно- и многоэтажных холодильниках средней и большой емкости.

Особенностью насосно-циркуляционных систем является наличие узла «циркуляционный ресивер — насос». Жидкий хладагент после конденсатора дросселируется в регулирующем вентиле и поступает в циркуляционный ресивер. Из него жидкость забирается насосом и подается в приборы охлаждения.

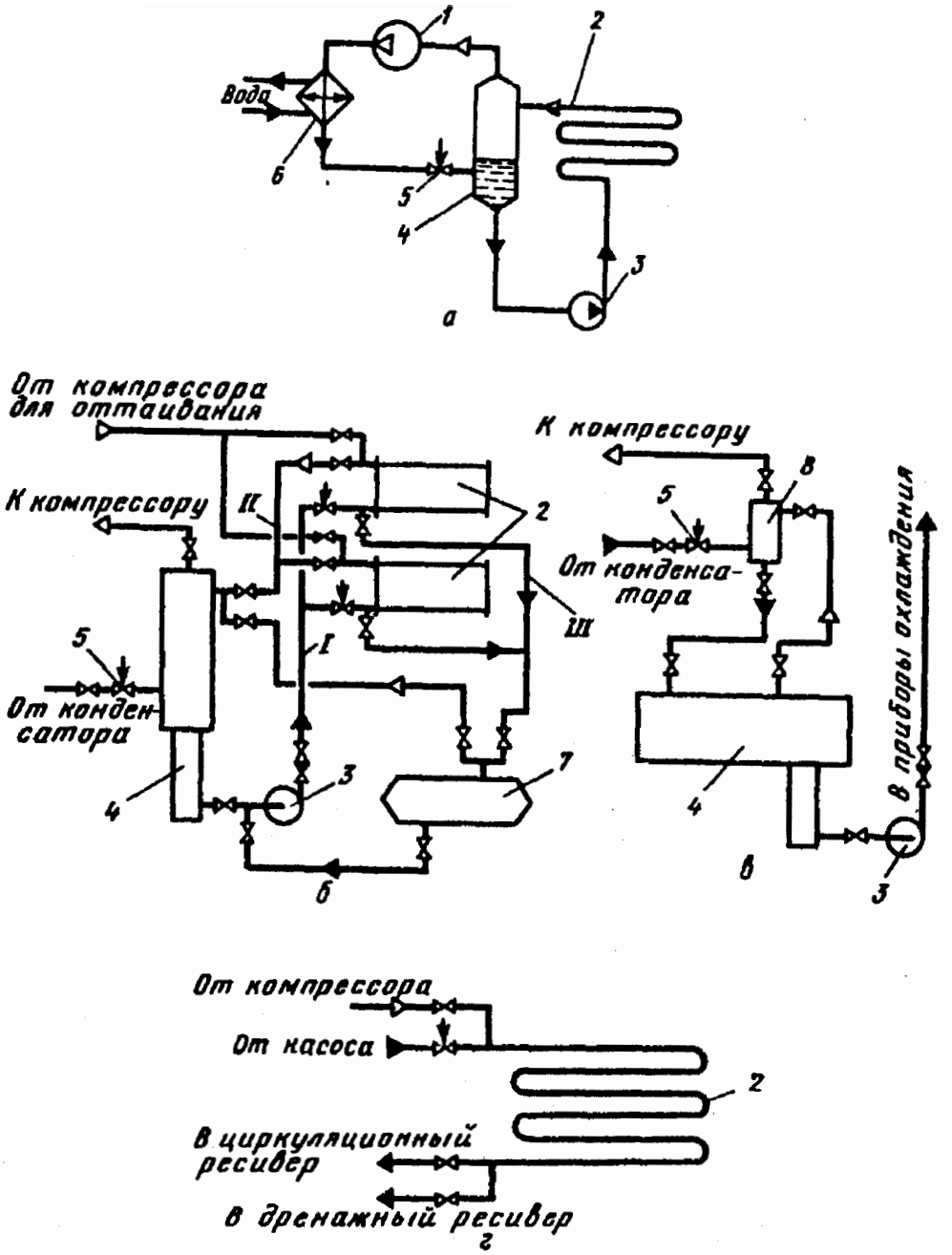


РИС. 3. Насосно-циркуляционные аммиачные системы охлаждения:
а — принципиальная схема; *б* — с нижней подачей хладагента в приборы охлаждения; *в* — узел горизонтального циркуляционного ресивера с отделителем жидкости и аммиачным насосом; *г* — узел питания батарей с верхней подачей хладагента;
1 — компрессор; *2* — батарея; *3* — аммиачный насос; *4* — циркуляционный ресивер; *5* — регулирующий вентиль; *6* — конденсатор; *7* — дренажный ресивер; *8* — отделитель жидкости; *I* — трубопровод подачи жидкости в приборы охлаждения от насоса; *II* — трубопровод возврата парожидкостной смеси в циркуляционный ресивер; *III* — трубопровод слива жидкости в дренажный ресивер в период оттаивания

Благодаря насосу существенно ускоряется циркуляция жидкости. Производительность насоса выбирают такой, чтобы при максимальной тепловой нагрузке на приборы охлаждения кратность циркуляции хладагента достигала 4—5. Это обеспечивает хорошее заполнение приборов охлаждения и интенсивную передачу теплоты по всей поверхности.

Неиспарившаяся в приборах охлаждения жидкость вместе с паром возвращается в циркуляционный ресивер по трубопроводу для совмещенного слива жидкости и отсоса пара. После разделения в ресивере пар отсасывается компрессором, а жидкость подается снова насосом в приборы охлаждения.

Возможно применение:

горизонтального циркуляционного ресивера с отделителем жидкости, установленным над ресивером;

вертикального циркуляционного ресивера, одновременно выполняющего функцию отделителя жидкости.

В схеме с горизонтальным циркуляционным ресивером и отделителем жидкости жидкий хладагент подается через регулирующий вентиль в отделитель жидкости, а не в ресивер.

Основная трудность при эксплуатации насосно-циркуляционных систем — обеспечить равномерность распределения жидкости по приборам охлаждения. Это достигается установкой регулирующих вентилей или диафрагм на параллельных отводах жидкости к приборам охлаждения.

Для того чтобы избежать вскипания жидкости во всасывающей линии насоса из-за падения давления в ней, насос располагают ниже свободного уровня жидкого хладагента в циркуляционном ресивере, обеспечивая необходимый столб жидкости на всасывающей стороне насоса. Причем чем ниже температура кипения хладагента, тем больше должна быть высота столба.

При подключении насоса к циркуляционному ресиверу необходимо, чтобы сопротивление всасывающего трубопровода было как можно меньше. Для этого трубопровод выполняют с возможно минимальным числом изгибов и переходов. Диаметр всасывающего трубопровода обычно выбирают на один размер больше диаметра входного патрубка насоса. Подключение к нему осуществляется коническим переходом.

Схема подключения аммиачного герметичного насоса показана на рис. 4.

Полость электродвигателя насоса охлаждается хладагентом. Для удаления пара из полости электродвигателя предусмотрена уравнительная линия.

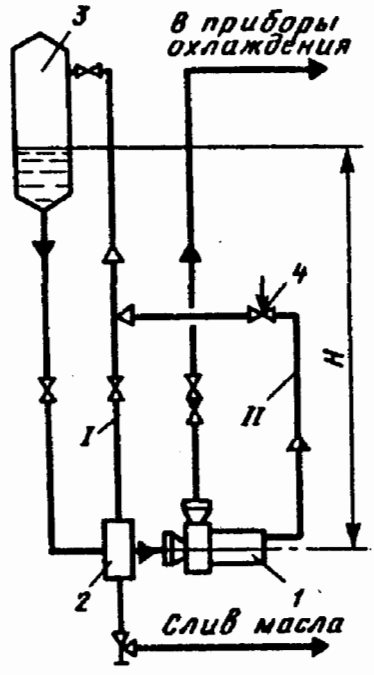


РИС. 4. Узел подключения аммиачного герметичного насоса:
1 — насос; *2* — маслосборник; *3* — циркуляционный ресивер; *I* — трубопровод отбора пара от насоса; *II* — уравнительная линия с вентилем *4*

При верхней подаче хладагента в приборы охлаждения жидкость в них движется самотеком. В системе охлаждения с верхней подачей сложнее обеспечить равномерность распределения жидкости по приборам охлаждения, чем в системе с нижней подачей. Требуется большая вместимость циркуляционных ресиверов в случае возможного слива жидкого аммиака из системы при внезапной остановке насоса.

Для каждого холодильника проектируют одну или несколько систем охлаждения, отличающихся температурой кипения аммиака. На распределительных холодильниках и холодильниках мясокомбинатов обычно используют систему охлаждения с тремя температурами кипения аммиака: —40 °С для камер замораживания и низкотемпературного хранения замороженных грузов; —30 °С для хранения замороженных грузов; —8...—12 °С для камер хранения охлажденных грузов и камер охлаждения.

На каждую температуру кипения аммиака предусматривают самостоятельный циркуляционный ресивер. При большой емкости системы возможна установка нескольких ресиверов для одной температуры кипения. Циркуляционный ресивер снабжают двумя аммиачными насосами, один из которых резервный. Дренажный ресивер используют в схеме для слива жидкого аммиака из приборов охлаждения.

Приборы охлаждения, работающие в камерах, при температуре их поверхности ниже точки росы и ниже 0 °С покрываются инеем. Нарастающий в процессе эксплуатации слой инея затрудняет передачу теплоты от воздуха к хладагенту или хладоносителю. Для поддержания стабильной работы приборов охлаждения иней с их поверхности периодически удаляют механическим и тепловым способом.

Механический способ — сдувание, обметание, удаление инея скребками — трудоемок и малоэффективен. Наиболее распространен тепловой способ оттаивания.

В аммиачных системах непосредственного охлаждения оттаивание осуществляется горячими парами аммиака. Предварительно из приборов охлаждения сливают жидкий аммиак в дренажный ресивер. Горячие пары аммиака из нагнетательного трубопровода после маслоотделителя по специальному трубопроводу подают в приборы охлаждения. Соприкасаясь с их холодной поверхностью, горячий пар конденсируется. Постепенно внутри труб приборов охлаждения собирается конденсат, а на наружной поверхности начинает плавиться слой инея, который затем легко удаляется.

СИСТЕМЫ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ХЛАДОНОСИТЕЛЕМ

В этих системах в качестве хладоносителей применяют различные вещества, прежде всего рассолы — водные растворы солей (хлорида натрия и хлорида кальция).

Системы с промежуточным хладоносителем различают с открытым или закрытым испарителем.

В схеме с открытым испарителем (рис. 5) хладоноситель, находящийся в его баке под атмосферным давлением, насосом забирается и подается в приборы охлаждения, отепляется и возвращается самотеком в испаритель. Подача хладоносителя в приборы охлаждения регулируется задвижками.

Недостатками этой системы охлаждения являются снижение в процессе эксплуатации концентрации рассола из-за его контакта с окружающим воздухом и повышенная коррозия металла из-за поглощения рассолом кислорода из окружающего воздуха.

Наиболее распространена схе-

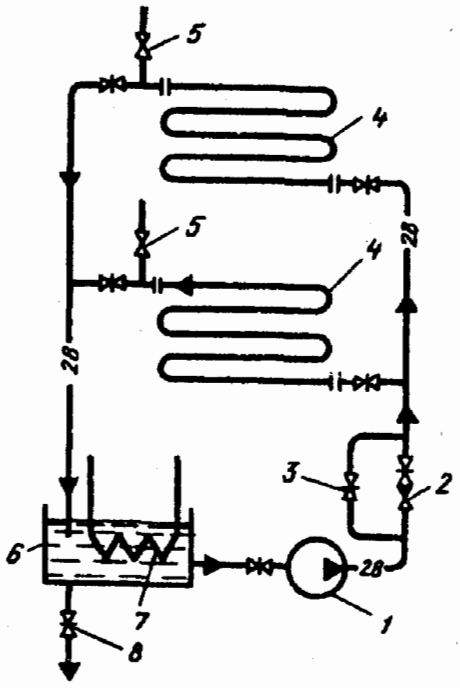


РИС. 5. Система охлаждения с промежуточным хладоносителем с открытым испарителем:
1 — насос для хладоносителя; *2* — обратный клапан; *3* — обводной вентиль; *4* — охлаждающая батарея; *5* — вентиль для выпуска воздуха; *6* — бак испарителя; *7* — охлаждающие секции с кипением хладагента; *8* — линия выпуска хладоносителя в сливной бак

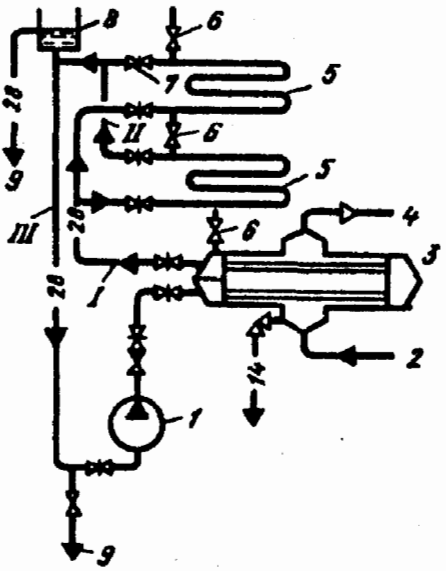


РИС. 6. Система охлаждения с промежуточным хладоносителем закрытая трехтрубная:
1 — насос; *2* — линия подачи хладагента в испаритель; *3* — кожухотрубный испаритель; *4* — отсос паров хладагента; *5* — охлаждающая батарея; *6* — вентиль для выпуска воздуха; *7* — задвижка; *8* — расширительный бак; *9* — переливная линия; *I* — подающий трубопровод; *II* — обратный трубопровод; *III* — компенсационный трубопровод

ма с закрытыми испарителем (кожухотрубным) и приборами охлаждения. Хладоноситель циркулирует между ними с помощью насоса.

Для разветвленных схем применяют так называемую трехтрубную закрытую систему (рис. 6). Трехтрубной она называется из-за наличия трех трубопроводов: подающего, обратного и компенсационного. Благодаря компенсационному трубопроводу суммарная длина трубопроводов для каждого потребителя и их гидравлические сопротивления оказываются одинаковыми. Тем самым достигается равномерное распределение хладоносителя по приборам охлаждения.

Чтобы обеспечить постоянное заполнение системы хладоносителем, компенсировать его объемные изменения при колебаниях температуры и отводить воздух из системы, в ее верхней точке (на 1...2 м выше верхнего потребителя холода) устанавливают расширительный сосуд. Воздух выпускается непосредственно из приборов охлаждения через установленные в их верхней части угловые вентили.

Закрытая трехтрубная система имеет преимущества перед открытой:

относительно малый расход энергии на привод насоса, так как столб жидкости в подающем трубопроводе уравновешивается столбом жидкости в компенсационном трубопроводе;

небольшая коррозия металла;

значительно меньшее снижение концентрации рассола.

Закрытая рассольная система требует строго выбирать и контролировать концентрацию рассола, а значит, и температуру его замерзания, чтобы исключить замерзание рассола в трубах кожухотрубного испарителя. Концентрация рассола должна быть такой, чтобы температура его замерзания была на 8—10 °С ниже температуры кипения хладагента.

В системах с промежуточным хладоносителем приборы охлаждения оттаивают, подавая в них хладоноситель, подогретый до 40 °С в специальном электро- или пароподогревателе.

При использовании в качестве приборов охлаждения воздухоохладителей для удаления инея с их поверхности нужны дополнительные меры. Иногда наружную поверхность воздухоохладителя орошают горячей водой, незамерзающей жидкостью или встраивают в него трубчатые электронагреватели.

Достоинства систем охлаждения с промежуточным хладоносителем, связанные с высокой теплоемкостью таких хладоносителей, как вода и водяные растворы солей, используют в холодильных установках молочных и пивоваренных заводов. Наиболее распространенный способ охлаждения молока — охлаждение его хладоносителем (водой или рассолом), который, в свою очередь, охлаждается в испарителе холодильной установки.

Характерной особенностью этих предприятий является резко переменная в течение суток тепловая нагрузка на холодильное оборудование. Обеспечить отвод максимальных «пиковых» тепловых нагрузок и уменьшить установленную мощность холодильного оборудования позволяет применение так называемых аккумуляторов холода. Они представляют собой емкости, куда в спокойный (междупиковый) период суток сливается охлажденный в испарителе хладоноситель — аккумулятор заряжается. При возрастании тепловой нагрузки (наступлении пика тепловой нагрузки) накопленный в аккумуляторе хладоноситель направляется на охлаждение молока — аккумулятор разряжается.

В тех случаях, когда в качестве хладоносителя используют воду, аккумуляцию холода осуществляют путем ее частичного намораживания на секциях открытого испарителя или применяют специальные льдоаккумуляторы.

Системы охлаждения с промежуточным хладоносителем эффективно работают на холодильниках малой емкости, а также во фруктохранилищах.

Список литературы

1. Курылев Е. С., Герасимов Н. А. Холодильные установки. Л.: Машиностроение, 1981.
2. Проектирование холодильных сооружений / Справочник. М.: Пищевая промышленность, 1978.
3. Холодильная техника / Под ред. В. Ф. Лебедева. М.: Агропромиздат, 1986.
4. Чумак И. Г., Чепурненко В. П., Чуклин С. Г. Холодильные установки. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981.

ТЕМА 11

Схемы холодильных установок с парокомпрессионными холодильными машинами

Системы хладоснабжения холодильников бывают централизованные и децентрализованные. Централизованные применяют главным образом на крупных и средних холодильниках, децентрализованные — чаще на небольших холодильниках, в основном емкостью до 2000 т.

Централизованная система хладоснабжения располагается в общем машинном отделении. Оно состоит из компрессорного цеха, где установлены компрессоры, и аппаратного отделения, где размещены теплообменные аппараты, ресиверы, насосы, вспомогательное оборудование. На небольших предприятиях компрессорный цех и аппаратное отделение совмещены — занимают одно помещение.

Недостатками централизованной системы хладоснабжения являются значительная протяженность и разветвленность трубопроводов, большое число запорной и распределительной арматуры, относительно сложная автоматизация.

При компоновке холодильной установки ее узлы стремятся расположить так, чтобы уменьшить протяженность трубопроводов и облегчить обслуживание.

Выбор схемы подключения компрессоров и число ступеней сжатия холодильной установки зависят от температуры кипения хладагента, а также от ее производительности, типа применяемого оборудования, вида хладагента. В централизованных системах хладоснабжения в качестве хладагента обычно используют аммиак.

Схема подключения одноступенчатых компрессоров холодильной установки, работающей на три температуры кипения t_{01}, t_{02}, t_{03}, показана на рис. 1.

На нагнетательной линии каждого компрессора установлен обратный клапан для предотвращения обратного тока пара при остановке компрессора. Нагнетательные трубопроводы компрессоров подключены к общему нагнетательному трубопроводу сверху. Из испарительной системы пар хладагента через отделитель жидкости или защитный ресивер поступает в общий всасывающий трубопровод, а оттуда направляется к компрессору.

Схема подключения двухступенчатой холодильной установки, в которой установлен промежуточный сосуд со змеевиком, показана на рис. 2.

Для разгрузки компрессоров при их последующем пуске и предотвращения гидравлических ударов линии всасывания обеих ступеней сжатия соединены между собой трубопроводом, на котором смонтирован электромагнитный (соленоидный) вентиль, открывающийся при остановке компрессоров.

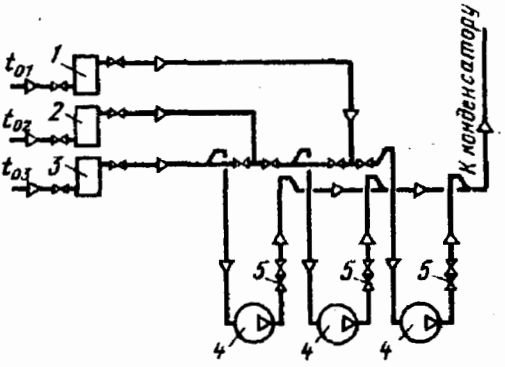


РИС. 1. Узел подключения одноступенчатых компрессоров:
1, 2, 3 — отделители жидкости; *4* — компрессор; *5* — обратный клапан

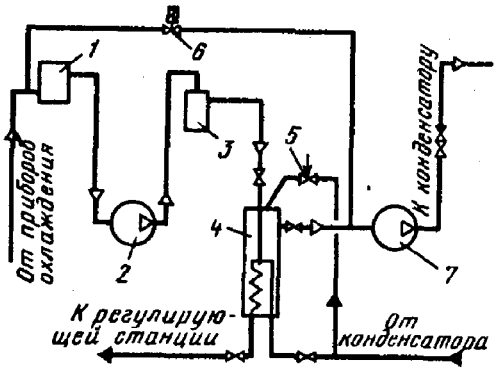


РИС. 2. Узел подключения двухступенчатых компрессоров:
1 — отделитель жидкости; *2* — компрессор низкой ступени; *3* — маслоотделитель; *4* — промежуточный сосуд; *5* — регулирующий вентиль; *6* — соленоидный вентиль; *7* — компрессор высокой ступени

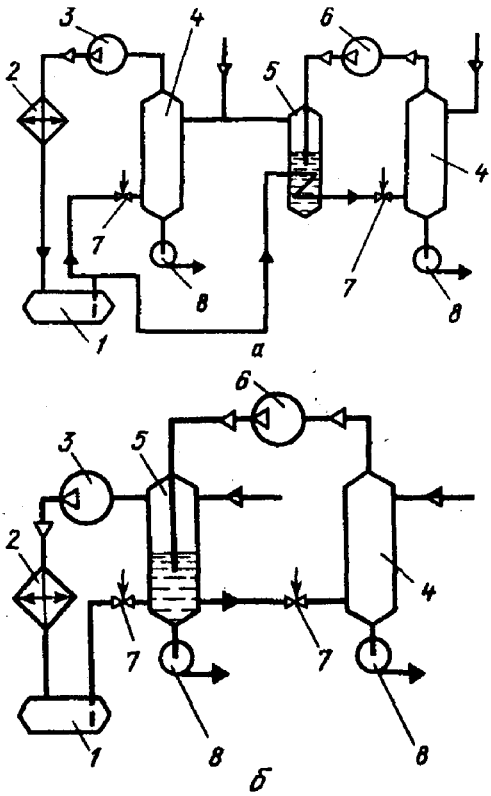


РИС. 3. Компаундные схемы с двумя температурами кипения:
а — со змеевиковым промежуточным сосудом; *б* — с промежуточным сосудом без змеевика; *1* — линейный ресивер; *2* — конденсатор; *3* — компрессор высокой ступени; *4* — циркуляционный ресивер; *5* — промежуточный сосуд — циркуляционный ресивер; *6* — компрессор низкой ступени; *7* — регулирующий вентиль; *8* — аммиачный насос

Применяют также схемы двухступенчатого сжатия, в которых циркуляционные ресиверы, работающие при более высоком давлении кипения, выполняют одновременно функцию промежуточного сосуда. Такие схемы называют компаундными. В них промежуточный сосуд может быть как со змеевиком, так и без змеевика (рис. 3, *а, б*).

Преимущества компаундных схем по сравнению с обычными двухступенчатыми схемами с индивидуальными промежуточными сосудами: меньшее число аппаратов и запорной арматуры, меньшие металлоемкость системы и занимаемая площадь компрессорного цеха, более простое обслуживание холодильной установки. Однако такие схемы имеют термодинамические недостатки, так как промежуточное давление в них отличается, как правило, от оптимального.

Масло отделяется от хладагента на нагнетательной стороне компрессора с помощью индивидуального маслоотделителя, которым укомплектован каждый компрессор, и автоматически перепускается из маслоотделителя в его картер.

При установке общего маслоотделителя масло из него выпускается в маслосборник (рис. 4). Фильтры на всасывающих линиях защищают компрессоры от механических загрязнений.

Пар хладагента из маслоотделителя направляется в конденсатор. Образовавшийся в конденсаторе

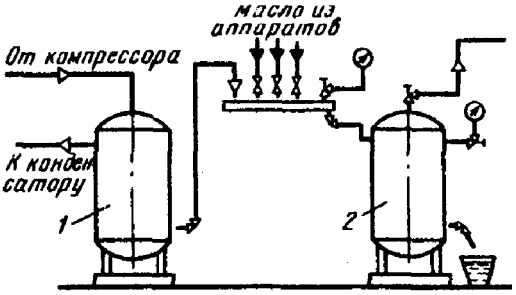


РИС. 4. Схема подключения маслосборника:
1 — маслоотделитель; *2* — маслосборник

жидкий хладагент сливается в линейный ресивер. Конденсатор размещают над линейным ресивером, чтобы жидкий хладагент сливался в него самотеком (рис. 5). Паровая уравнительная линия служит для уравнивания давлений в обоих аппаратах.

Уровень жидкого хладагента в линейном ресивере служит гидравлическим затвором, препятствующим проникновению парообразного хладагента к регулирующему вентилю.

Жидкий хладагент из линейного ресивера подается к регулирующей станции, состоящей из коллекторов с регулирующими и запорными вентилями. Через нее осуществляется раздача жидкого хладагента по потребителям. На регулирующей станции имеется также вентиль для первоначального заполнения системы хладагентом и периодического пополнения в процессе эксплуатации.

Децентрализованная система хладоснабжения холодильников состоит из нескольких блочных автоматизированных холодильных машин (или агрегатов), обслуживающих каждая свой охлаждаемый объект.

В децентрализованной системе схема охлаждения прямоточная безнасосная (рис. 6). Хладагент, обычно фреон, подается в каждый прибор охлаждения (испаритель) с помощью терморегулирующего вентиля (ТРВ). Степень его открытия регулируется автоматически в зависимости от величины перегрева пара на выходе из испарителя, что, в свою очередь, зависит от тепловой нагрузки на него.

На холодильниках с децентрализованной системой хладоснабжения машинное отделение не требуется. Автономно работающие холодильные машины можно располагать под навесом, на открытых площадках у здания холодильника, в вестибюлях, коридорах.

По сравнению с централизованной системой у децентрализованной есть ряд преимуществ: быстрота монтажа, более короткая протяженность трубопроводов, меньшее число запорной и распределительной

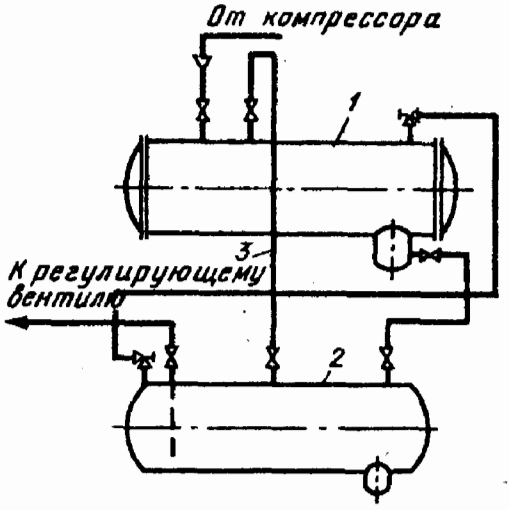


РИС. 5. Схема подключения кожухотрубного конденсатора к линейному ресиверу:
1 — конденсатор; *2* — линейный ресивер; *3* — уравнительная линия

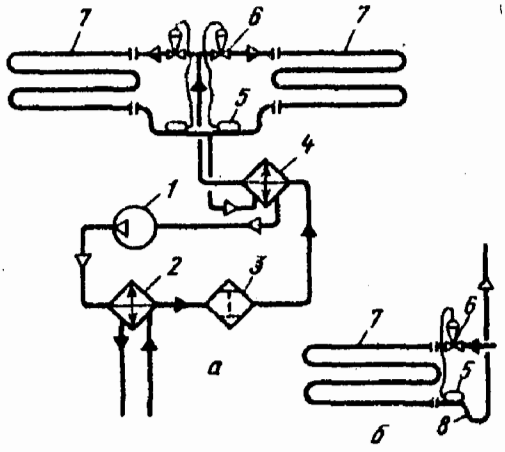


РИС. 6. Схема прямоточной фреоновой системы непосредственного охлаждения с расположением компрессора:
а — ниже приборов охлаждения; *б* — выше приборов охлаждения; *1* — компрессор; *2* — конденсатор; *3* — фильтр-осушитель; *4* — регенеративный теплообменник; *5* — термобаллон ТРВ; *6* — ТРВ; *7* — прибор охлаждения; *8* — гидравлический затвор (сифон)

арматуры. Применение воздушных конденсаторов позволяет экономить пресную охлаждающую воду и сократить расход электроэнергии вследствие полной автоматизации, отсутствия насосов для хладагентов и воды. Кроме того, при эксплуатации благодаря полной автоматизации требуется меньше персонала для обслуживания децентрализованной системы.

Блочные холодильные машины работают, как правило, на фреонах. С такими основными свойствами фреонов, как большая текучесть, практическая нерастворимость в воде, хорошая растворимость в смазочных маслах, связаны особенности проектирования, монтажа и эксплуатации фреоновых систем охлаждения. Главные требования: обеспечение высокой степени герметичности системы, предотвращение попадания влаги в нее, организация непрерывной циркуляции масло-фреоновой смеси и возврата масла из испарителя в компрессор.

Проще всего возвращать масло из прямоточных испарителей (охлаждающих батарей или воздухоохладителей) при верхней подаче в них жидкого хладагента. При стекании масло-фреоновой смеси по испарителю сверху вниз фреон выкипает. Пар фреона и масло с остатками неиспарившегося фреона движутся в одном направлении. Возврату масла в картер компрессора способствует регенеративный теплообменник, который обеспечивает доиспарение фреона из масла и необходимый перегрев пара за счет теплоты переохлаждаемого хладагента, выходящего из конденсатора.

Таким образом, регенеративный теплообменник, помимо улучшения характеристик термодинамического цикла холодильной машины (на R12 и R502), повышения рабочих коэффициентов компрессора, предотвращает «влажный ход» компрессора.

Применение регенеративного теплообменника позволяет уменьшить перегрев пара в испарителе и таким образом повысить эффективность его работы.

Равномерное распределение по секциям многосекционного испарителя (воздухоохладителя) жидкого хладагента при верхней подаче обеспечивается с помощью специальных распределителей («пауков»), устанавливаемых после ТРВ (рис. 7, *а*). Это позволяет получить одинаковые гидравлические сопротивления на входе в каждую секцию. По величине они оказываются значительно больше сопротивлений в каждой секции.

При наличии нескольких охлаждаемых объектов питание испарителей в каждом объекте осуществляется индивидуальными ТРВ (рис. 7, *б*).

При необходимости подъема масла в начале вертикального участка трубопровода делают масло-

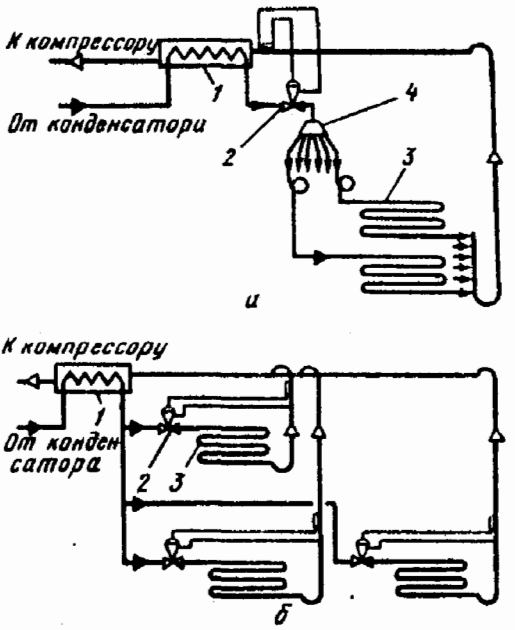


РИС. 7. Принципиальные схемы подачи фреона в испарители:
а — многосекционный испаритель (воздухоохладитель) с верхней подачей; *б* — параллельно работающие змеевиковые испарители; *1* — регенеративный теплообменник; *2* — ТРВ; *3* — многосекционный испаритель; *4* — распределитель жидкого хладагента («паук»)

подъемную петлю в виде гидравлического затвора (сифона). Масло периодически скапливается в петле и перекрывает проход пару, возникает разность давлений, позволяющая поднять скопившуюся порцию масла на высоту примерно 3 м. Маслоподъемные петли выполняют на трубопроводах малого диаметра и с малым радиусом изгиба, чтобы порция поднимаемого масла была сравнительно невелика. В противном случае возникает опасность поломки клапанов компрессора или гидравлического удара.

Во фреоновых холодильных установках с промежуточным хладоносителем и закрытыми (кожухотрубными) испарителями фреон обычно кипит в межтрубном пространстве. При отсасывании пара из верхней части испарителя масло будет в нем накапливаться. Поэтому возврат масла осуществляется путем отвода из испарителя жидкого хладагента. Проще всего отбирать масло из испарителя вместе с влажным паром, поддерживая относительно высокий уровень жидкого хладагента в испарителе (рис. 8, *а*). В регенеративном теплообменнике происходит доиспарение жидкого хладагента и отделение от него масла.

Указанный способ возврата масла требует достаточно высокой и стабильной тепловой нагрузки на испаритель. При ее уменьшении интенсивность кипения хладагента в испарителе падает, из него отсасывается сухой пар. Его скорость может оказаться недостаточной для уноса капель жидкого хладагента, и возврат масла прекратится.

Чтобы обеспечить надежный возврат из испарителя масла независимо от величины тепловой нагрузки, применяют регулируемый возврат его путем отбора небольшого количества жидкого хладагента (не более 5 % от его расхода) из верхнего слоя, наиболее «богатого» маслом (рис. 8, *б*). Отведенный из испарителя жидкий

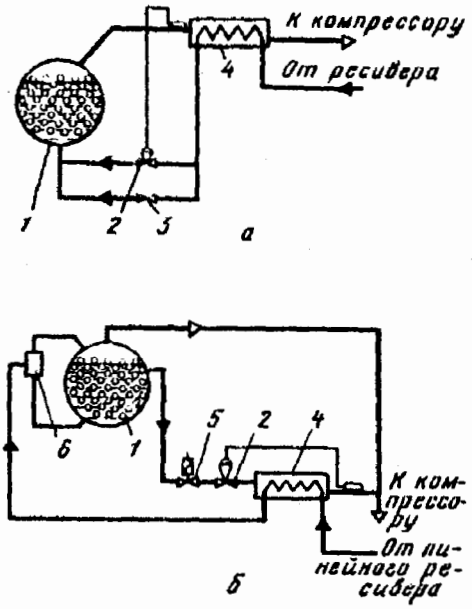


РИС. 8. Схемы питания фреоном кожухотрубных испарителей:
а — нерегулируемый возврат масла; *б* — регулируемый возврат масла; *1* — кожухотрубный испаритель; *2* — ТРВ; *3* — ручной регулирующий вентиль; *4* — регенеративный теплообменник; *5* — соленоидный вентиль; *6* — поплавковый регулирующий вентиль

хладагент поступает в регенеративный теплообменник, где доиспаряется. Установленный на линии отбора электромагнитный (соленоидный) вентиль закрывается одновременно с остановкой компрессора.

Транспортировка масла по паровым трубопроводам фреоновых машин возможна лишь при определенной скорости пара. Она должна быть не меньше 8,0 м/с в вертикальных нагнетательных трубопроводах, 4,5 м/с — в горизонтальных всасывающих с уклоном (3—5 %) по ходу пара, 3,5 м/с — в горизонтальных нагнетательных. В местах присоединения вертикальных труб к горизонтальным применяют перевернутые сифоны (грифоны), чтобы масло не стекало обратно.

При параллельной работе двух компрессоров на один испаритель их всасывающие трубопроводы

присоединяют к общему магистральному трубопроводу с помощью перевернутых сифонов (сверху), чтобы при остановке одного из компрессоров не произошло опасного накапливания масла на входе в неработающий компрессор (что может привести к гидравлическому удару при его пуске).

Большую опасность для фреоновых холодильных установок представляет вода, остающаяся в системе после монтажа и проникающая в нее в процессе эксплуатации. Вода не растворяется во фреонах и при температурах ниже 0 ° С замерзает. Образуемые ледяные пробки закупоривают регулирующие вентили и нарушают работу холодильной установки. Присутствие влаги в системе, заполненной фреоном и смазочным маслом, приводит к образованию в компрессоре, работающем при высоких температурах, минеральных и органических кислот, которые разрушающе действуют на детали компрессора и, в первую очередь, на изоляцию встроенного электродвигателя.

Для удаления влаги на жидкостном трубопроводе перед регулирующим вентилем устанавливают фильтр-осушитель. Он представляет собой цилиндрический сосуд, внутри которого между двумя сетками находится адсорбент, поглощающий влагу. В качестве адсорбентов используют силикагель, активированную окись алюминия, а в последнее время — цеолиты. Все эти материалы имеют пористую, очень развитую поверхность. Адсорбирующая способность, снижающаяся в процессе эксплуатации, восстанавливается регенерацией при высоких температурах.

В малых автоматизированных фреоновых холодильных установках фильтр-осушитель постоянно включен в работу. В средних и крупных установках он работает периодически, особенно в первые дни после первоначального пуска холодильной установки.

Список литературы

1. Вайнштейн В. О., Канторович В. И. Низкотемпературные холодильные установки. М.: Пищевая промышленность, 1973.
2. Курылев Е. С., Герасимов Н. А. Холодильные установки. Л.: Машиностроение, 1980.
3. Чумак И. Г., Чепурненко В. П., Чуклин С. Г. Холодильные установки. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981.
4. Эксплуатация холодильников. Справочник. М.: Пищевая промышленность, 1977.
5. Якобсон В. Б. Малые холодильные машины. М.: Пищевая промышленность, 1977.

ЕМА 12

Основы автоматизации холодильных установок

числе многих направлений совершенствования холодильных установок одно из ведущих мест принадлежит автоматизации, или, как сейчас принято говорить, автоматическому управлению. История развития холодильной техники тесно связана с параллельной разработкой и совершенствованием систем автоматического управления, внедрением электроники, а в самое последнее время — вычислительной и микропроцессорной техники.

Цели и задачи автоматизации

Множество задач, которые решает автоматизация в холодильной технике, можно условно сгруппировать по целевым признакам. Главные из них:

повышение экономической эффективности холодильных установок;

поддержание заданных режимов технологических процессов;

обеспечение безопасной эксплуатации холодильных установок;

выдача информации о работе холодильных установок.

Указанные задачи часто выполняются одними и теми же методами и средствами.

Повышение экономической эффективности холодильных установок

Основным экономическим критерием, определяющим эффективность холодильной установки, является стоимость выработки единицы холода. Она зависит от большого числа различных показателей. С помощью автоматизации можно влиять только на некоторые из них, а именно: трудоемкость обслуживания, расходы на электроэнергию и охлаждающую воду.

Трудоемкость обслуживания можно уменьшить, если создать рациональную и надежную систему автоматизации холодильной установки, что позволит сократить численность обслуживающего персонала или вообще отказаться от непрерывного наблюдения и перейти к периодическому обслуживанию.

Расходы на электроэнергию можно снизить настройкой системы автоматизации холодильной установки на такие режимы, которые обеспечивают наименьшее потребление электроэнергии. Такими режимами являются, например, работа при самых высоких допустимых температурах кипения, своевременное оттаивание инея с охлаждающих поверхностей, отключение ненужных в данный момент потребителей электроэнергии (насосов, вентиляторов и др.), максимальная выработка холода в периоды сниженных тарифов на электроэнергию (в ночное время).

Расходы на охлаждающую воду уменьшают своевременным отключением неработающих потребителей, а также подачей оптимального количества воды на охлаждение конденсатора.

Поддержание заданных режимов технологических процессов

Таким путем создаются условия, при которых будут минимальными потери пищевых продуктов в процессе их холодильной обработки и особенно — хранения.

Совокупным использованием средств автоматики и рациональных технологических приемов решают следующие конкретные задачи.

Поддержание заданной

температуры воздуха в холодильной камере с требуемой точностью, которая зависит от технологических условий. Так, при хранении бананов необходимо поддерживать заданную температуру с точностью ±0,1 °С. Высокую точность обеспечивают соответствующими автоматическими и технологическими устройствами.

Равномерное распределение температур по объему холодильной камеры достигается обычно размещением в определенных местах приборов охлаждения, конструкцией распределительных воздуховодов и т. д. В дополнение иногда вместо сосредоточенной системы автоматики применяют распределенную систему, т. е. устанавливают несколько датчиков, каждый из которых управляет температурой в месте своего расположения. Такая система требует автономных воздухоохладителей или воздухораспределительных устройств.

Поддержание заданной температуры охлаждающей поверхности достигается регулированием температуры кипения хладагента или температуры хладоносителя.

Регулирование относительной влажности воздуха особенно важно в камерах хранения дышащих (выделяющих тепло и влагу) продуктов — фруктов и овощей. Оптимальные условия их хранения обеспечивают, наряду со специальными средствами автоматики, с помощью кондиционеров с увлажнителями и подогревателями воздуха.

Обеспечение безопасной эксплуатации холодильных установок

Эта задача является одной из важнейших, так как от ее решения зависят жизнь и здоровье обслуживающего персонала, сохранность холодильного оборудования, экологическая чистота окружающей среды. Приборы и устройства, обеспечивающие безопасность эксплуатации, объединяются в схемы защиты и блокировки, основные функции которых — предотвратить работу оборудования в опасных режимах и своевременно обнаружить возникшие неполадки.

Схема защиты отключает холодильную установку при выходе за допустимые пределы любой из контролируемых величин — например, давления или температуры нагнетания, уровня жидкого хладагента в каком-либо аппарате или сосуде. Повторный автоматический пуск невозможен до вмешательства персонала.

К схеме защиты относят также приборы, сигнализирующие об утечке аммиака и превышении его допустимой концентрации в машинных и аппаратных отделениях.

Схема блокировки не позволяет пустить основное оборудование, если предварительно не будет включено вспомогательное оборудование — насосы, вентиляторы. Если они во время работы агрегата или машины отключаются, то последние также останавливаются. После восстановления нормальной работы вспомогательного оборудования основное может включиться автоматически.

Выдача информации о работе холодильных установок

Эксплуатация холодильной установки требует информации о текущих процессах, ее анализа и выработки сигналов управления. Часть информации воспринимается автоматическими устройствами и системами, которые формируют и выдают сигналы управления без участия людей. С помощью этой информации решаются рассмотренные выше задачи.

Другую часть информации получает обслуживающий персонал. По ней оценивают работу оборудования, корректируют задания автоматическим устройствам, органи-

ют устранение неполадок и т. д. га информация может быть ви-альной и документальной.

Средства передачи визуальной информации:

дискретные световые сигналы с омощью ламп или светодиодов — бъем информации зависит от чис-а сигналов и дискретных признаков (включен — выключен, мигающий свет, различие по цветам и расположению на мнемосхеме);

стрелочные или цифровые приборы для измерения температуры, давления, силы тока и других величин;

видеотерминалы (дисплеи) компьютерных информационных систем — на дисплеи выводится вся возможная информация в текстовом, цифровом или графическом виде.

Средства передачи документальной информации:

регистрирующие (самопишущие) измерительные приборы, выдающие информацию в виде графиков во времени;

печатающие устройства (принтеры) компьютерных систем, выдающие информацию в алфавитно-цифровом или графическом виде.

От размещения оборудования, приборов автоматики и рабочих мест обслуживающего персонала зависит расположение устройств, собирающих и выдающих информацию,— это могут быть пульты и щиты управления отдельными агрегатами и узлами, центральные пункты управления, выносные сигнальные пункты.

Объекты охлаждения

Объектами охлаждения чаще всего являются холодильные камеры, в которых требуется поддерживать заданную температуру воздуха. Некоторые холодильные установки предназначены для поддержания заданной температуры жидкого хладоносителя (воды или рассола), направляемого потребителю либо аккумулируемого в баках. В этом случае объект охлаждения — охладитель жидкости.

Рассмотрим упрощенные модели этих объектов охлаждения с точки зрения основной задачи — автоматического поддержания в них температуры рабочей среды (воздуха или жидкого хладоносителя).

Холодильная камера

На рис. 1, *а* показана холодильная камера, в которой требуется поддерживать температуру воздуха $t_в$. В камере смонтирован прибор охлаждения *ПО*, в котором непосредственно кипит при температуре t_0 подаваемый в него хладагент. Вентилятор *В* обеспечивает равномерное температурное поле по всему объему камеры, что позволяет измерять температуру воздуха в одной точке.

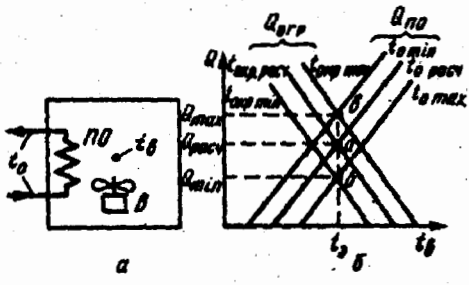


РИС. 1. Схема холодильной камеры (*а*) и совмещенный график установившихся процессов в ней (*б*)

Камера теплоизолирована от окружающей среды, имеющей температуру $t_{окр}$, которая также одинакова на всей внешней поверхности ограждения.

При установившихся, не изменяющихся во времени, значениях температур t_0 и $t_{окр}$ холодильная камера находится в равновесном состоянии, которое характеризуется постоянным значением температуры воздуха, равным заданному ($t_в = t_з = \text{const}$). Если $t_{окр}$ переходит к новому установившемуся значению, то $t_в$ также стабилизируется на новом уровне, отличаю-

щемся от заданного. Задача автоматического управления состоит в том, чтобы возвратить температуру воздуха к заданному значению. Этого можно достигнуть воздействием на прибор охлаждения.

С некоторым допущением можно написать уравнение теплового баланса холодильной камеры, находящейся в равновесном состоянии:

$$Q_{огр} = Q_{ПО}, \qquad (1)$$

где $Q_{огр}$ — количество теплоты, проникающей в единицу времени внутрь камеры через ограждение;

$Q_{ПО}$ — количество теплоты, отводимое в единицу времени через поверхность прибора охлаждения *ПО*.

Поскольку

$$Q_{огр} = (kF)_{огр}(t_{окр} - t_в),$$

$$Q_{ПО} = (kF)_{ПО}(t_в - t_0),$$

уравнение теплового баланса холодильной камеры в равновесном состоянии можно представить в следующем виде:

$$(kF)_{огр}(t_{окр} - t_в) = (kF)_{ПО}(t_в - t_0), \qquad (2)$$

где $(kF)_{огр}$ и $(kF)_{ПО}$ — произведение коэффициента теплопередачи на площадь поверхности соответственно ограждения камеры и прибора охлаждения.

Равенство (2) связывает все участвующие в установившемся процессе величины, при этом $t_в$ является регулируемой величиной, а $t_{окр}$ — внешним воздействием. Если $t_{окр}$ изменяется, то равенство нарушается. Восстановить баланс можно, изменив t_0 либо $(kF)_{ПО}$. Параметр, используемый для компенсации внешнего воздействия, называют управляющим или регулирующим.

Установившиеся процессы можно иллюстрировать графиком в координатах Q, $t_в$ (рис. 1, *б*).

Пусть требуется поддерживать температуру воздуха $t_в$ при температуре окружающего воздуха, равной расчетному значению $t_{окр.расч}$. Принимаем, что $(kF)_{ПО} = \text{const}$. Подставляя эти значения в равенство (2), находим расчетную температуру кипения $t_{0\,расч}$. Используя левую и правую части равенства (2), строим на графике линии $Q_{огр.расч}$ и $Q_{ПО\,расч}$.

В соответствии с равенством (1) точка *а* их пересечения обозначает установившееся значение при расчетном режиме (требуемая холодопроизводительность при этом $Q_{расч}$). Аналогично строим линии для минимальной нагрузки (точка *б*) и максимальной нагрузки (точка *в*).

С помощью равенств (1) и (2) несложно также построить график для случая, когда в качестве управляющего воздействия используется величина $(kF)_{ПО}$. Семейство характеристик будет состоять из прямых с разными углами наклона.

Реальная холодильная камера работает в изменяющихся условиях. Следовательно, в ней происходят переходные процессы от одного равновесного состояния к другому. Причиной могут быть как внешние, так и внутренние факторы.

Рассмотрим пример, когда переходный процесс вызван изменением температуры кипения (рис. 2).

Пусть в камере установилась температура воздуха $t_{в1}$. При этом

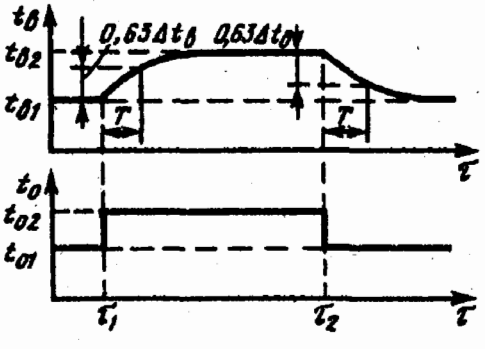


РИС. 2. График переходных процессов в холодильной камере

температура кипения равна t_{01}. Она может быть определена из равенства (2) для данной температуры окружающей среды. Если в момент времени τ_1 скачкообразно изменить температуру кипения до значения t_{02} и поддерживать ее на этом уровне, то температура воздуха также изменится, но не скачкообразно, а плавно, причем приближение к новому значению $t_{в2}$ будет асимптотическим.

При обратном скачке в момент времени τ_2 температура воздуха постепенно возвратится к исходному значению.

Кривые, характеризующие переходные процессы, имеют достаточно сложную форму. Для упрощения анализа их часто заменяют простыми экспоненциальными функциями.

В рассматриваемом примере они имеют вид:
для скачка вверх

$$t_в = t_{в2} - \Delta t_в e^{-\tau/T},$$

для скачка вниз

$$t_в = t_{в1} + \Delta t_в e^{-\tau/T},$$

где $\Delta t_в$ — абсолютная разность температур воздуха $|t_{в1} - t_{в2}|$.

Постоянная времени T характеризует скорость протекания переходного процесса. Она определяется как время, в течение которого температура воздуха изменяется на величину $0{,}63\Delta t_в$ от начального значения (см. рис. 2). Чем больше постоянная времени, тем медленнее протекает переходный процесс. Условно он считается законченным, если температура воздуха не дошла до установившегося значения менее чем на 1 % от начальной разности. Это условие удовлетворяется, если с момента начала скачка проходит время $\tau \geqslant 4{,}6T$.

Таким образом, температура воздуха в переходном процессе определяется двумя величинами: начальной разностью температур и постоянной времени. Их следует учитывать при регулировании температуры воздуха в холодильной камере: создавая управляющее воздействие, не следует ожидать моментального перехода к новому установившемуся значению $t_в$.

Аналогичный анализ статических (при установившемся процессе) и динамических (при переходном процессе) характеристик можно сделать применительно к рассольному охлаждению. Отличие состоит в том, что, проходя через прибор охлаждения, рассол нагревается, в связи с чем в расчет надо принимать его среднюю температуру.

Охладитель жидкости

Охладитель жидкости (хладоносителя) используют в различных технологических процессах, в системах кондиционирования воздуха.

Статические и динамические характеристики охладителя жидкости близки к характеристикам холодильной камеры.

Упрощенная схема охладителя жидкости представлена на рис. 3. Отепленный хладоноситель с температурой t_{s1} забирается насосом H из системы потребления холода *СПХ*, направляется в испаритель $И$, где охлаждается кипящим при температуре t_0 хладагентом, и с температурой t_{s2} возвращается в *СПХ*.

Задача управления обычно сводится к поддержанию заданной температуры хладоносителя на выходе из охладителя жидкости. Внешними воздействиями являются температура t_{s1} и расход хладоносителя G_s, управляющим параметром — температура t_0.

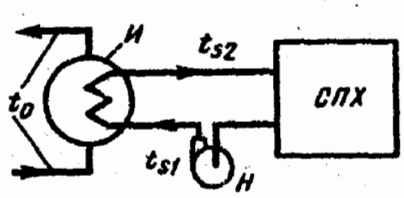


РИС. 3. Схема охладителя жидкости

Методы автоматизации объектов охлаждения

Понятие «автоматизация объекта охлаждения» включает в себя решение различных задач. Рассмотрим наиболее распространенные схемы автоматизации, решающие только одну задачу — поддержание температуры воздуха или жидкого хладоносителя.

Холодильная установка с одним объектом охлаждения

В такую установку (рис. 4, *а*) входят компрессор *КМ* и конденсатор *КД*. К компрессору подключен находящийся в холодильной камере *К* прибор охлаждения *ПО*, в котором непосредственно кипит хладагент. Управление осуществляет регулирующее устройство *Р* с температурным датчиком *Т*. Дополнительное регулирующее устройство *РП*, в котором происходит дросселирование хладагента, обеспечивает требуемое заполнение прибора охлаждения хладагентом.

Управляющим параметром для поддержания температуры воздуха является температура кипения хладагента. Ее изменяют посредством регулирования холодопроизводительности компрессора. Если, например, температура воздуха повышается по сравнению с заданной, то регулирующее устройство вырабатывает сигнал управления, вызывающий увеличение холодопроизводительности, причем настолько, насколько необходимо для восстановления баланса.

Реализовать управление можно с помощью системы плавного или системы позиционного регулирования*.

* Систему плавного регулирования часто называют аналоговой или непрерывной, а систему позиционного регулирования — дискретной или релейной.

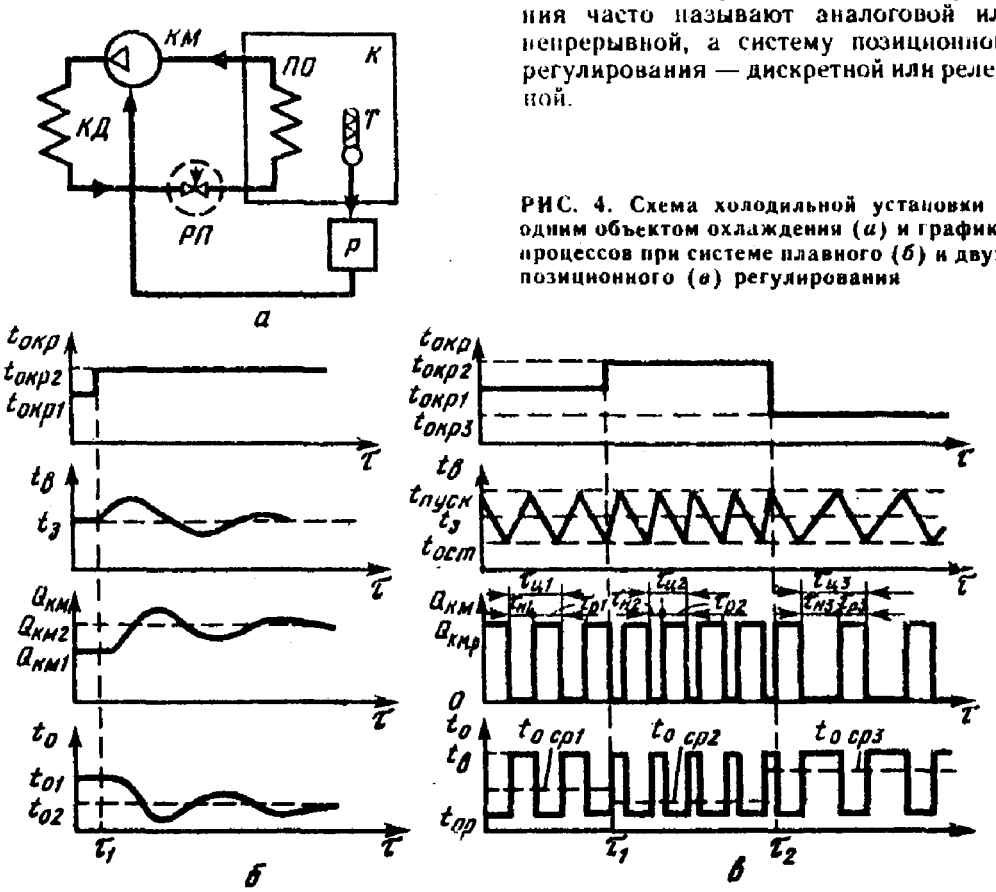


РИС. 4. Схема холодильной установки с одним объектом охлаждения (*а*) и графики процессов при системе плавного (*б*) и двухпозиционного (*в*) регулирования

Холодильная установка с системой плавного регулирования должна иметь компрессор и регулирующее устройство с соответствующими характеристиками (например, компрессор с плавным изменением частоты вращения вала или с дроссельным регулятором на всасывающей линии).

Приближенная картина процессов, происходящих в холодильной установке с системой плавного регулирования, представлена на графике (рис. 4, *б*). По горизонтальным осям отложено время τ, а по вертикальным осям — холодопроизводительность компрессора $Q_{км}$ и температуры $t_{окр}$, $t_в$ и t_0. До момента τ_1 сохранялось равновесие: $t_{окр} = t_{окр1}$, $t_в = t_з$, $t_0 = t_{01}$. Холодопроизводительность компрессора была $Q_{км1}$.

В момент τ_1 температура $t_{окр}$ скачком повысилась до $t_{окр2}$ и осталась на этом уровне. Повышение ее вызвало реакцию: начала подниматься температура воздуха, а спустя некоторое время по сигналу регулирующего устройства увеличилась холодопроизводительность компрессора и, как следствие, снизилась температура кипения хладагента.

В переходном процессе, возникшем в холодильной установке, в результате взаимодействия всех ее элементов регулируемая величина — температура воздуха — возвратилась к заданному значению $t_з$, а холодопроизводительность и температура кипения установились на новых значениях $Q_{км2}$ и t_{02}.

Подобный же переходный процесс происходит и после скачкообразного понижения температуры воздуха.

При реальной работе холодильной установки внешние воздействия изменяются обычно не скачкообразно, а постепенно, вследствие чего переходные процессы в установке протекают медленнее и часто без колебаний.

В целом система плавного регулирования наилучшим образом обеспечивает поддержание температуры воздуха, однако использование ее, особенно в малых холодильных установках, которые чаще бывают с одним объектом охлаждения, оказывается экономически неоправданным из-за высокой стоимости оборудования.

Холодильная установка с системой двухпозиционного регулирования снабжается регулирующим устройством релейного действия. Оно настроено на два заданных значения регулируемой величины. При повышении температуры воздуха до значения $t_в = t_{пуск}$ прямое срабатывание регулирующего устройства вызывает пуск компрессора. При снижении температуры воздуха до значения $t_в = t_{ост}$ происходит обратное срабатывание — компрессор останавливается. Разность между значениями $t_{пуск}$ и $t_{ост}$ называют дифференциалом или зоной возврата регулирующего устройства.

Холодильная установка с такой системой регулирования работает в режиме непрерывных колебаний, которые в установившемся процессе происходят с постоянными периодом и частотой. Поясним происходящие процессы с помощью графиков (рис. 4, *в*).

Для упрощения условимся, что процессы изменения температуры во времени изображаются прямыми, наклон которых зависит от соотношения между холодопроизводительностью компрессора и тепловой нагрузкой. Примем, что при работе компрессора температура воздуха всегда понижается с одинаковой скоростью, а после его остановки скорость повышения температуры воздуха зависит от тепловой нагрузки: при более высоких значениях $t_{окр}$ температура воздуха поднимается быстрее.

Пусть вначале $t_{окр} = t_{окр1}$. При достижении $t_в = t_{пуск}$ включается компрессор, его холодопроизводитель-

ность становится $Q_{км.р}$, а температура кипения — $t_{0р}$ (в действительности изменения происходят не мгновенно, но такое упрощение не искажает качественной картины). При достижении $t_в = t_{ост}$ компрессор останавливается, его холодопроизводительность падает до нуля, начинается отепление воздуха камеры. При этом температура кипения становится равной температуре воздуха. В момент, когда вновь $t_в = t_{пуск}$, цикл повторяется.

Таким образом, в промежутке времени от 0 до τ_1 устанавливаются колебания с периодом цикла $\tau_{ц1}$, длительностями рабочей части цикла $\tau_{р1}$ и нерабочей $\tau_{н1}$. Средняя температура кипения в этом промежутке времени $t_{0ср1}$.

В момент времени τ_1 температура $t_{окр}$ повышается до $t_{окр2}$ и остается такой до момента времени τ_2. В этом промежутке времени период цикла становится $\tau_{ц2}$, длительность нерабочей части цикла — $\tau_{н2}$ (по условию длительность рабочей части цикла не меняется). Средняя температура кипения снижается до $t_{0ср2}$, чем обусловливается больший отвод теплоты.

Нетрудно сделать подобные построения и для участка, где температура окружающей среды равна $t_{окр3}$.

Тепловую нагрузку на холодильную установку принято оценивать коэффициентом рабочего времени $b = \tau_р/\tau_ц$, который изменяется от 0 (при полном отсутствии тепловой нагрузки) до 1 (при непрерывной работе компрессора, когда тепловая нагрузка равна его холодопроизводительности).

При прочих равных условиях частота циклов пуск — остановка компрессора зависит от дифференциала регулирующего устройства: чем он меньше, тем чаще включается и отключается компрессор. Поэтому при выборе дифференциала следует исходить не только из требуемой точности поддержания температуры воздуха, но и допустимой частоты пусков компрессора.

По сравнению с системой плавного регулирования система двухпозиционного регулирования реализуется более простыми и дешевыми средствами. Благодаря тому, что из-за инерционности объектов охлаждения колебания температуры воздуха в значительной степени сглаживаются, а циклы не получаются слишком короткими, система двухпозиционного регулирования в холодильных установках с одним объектом охлаждения получила преимущественное распространение.

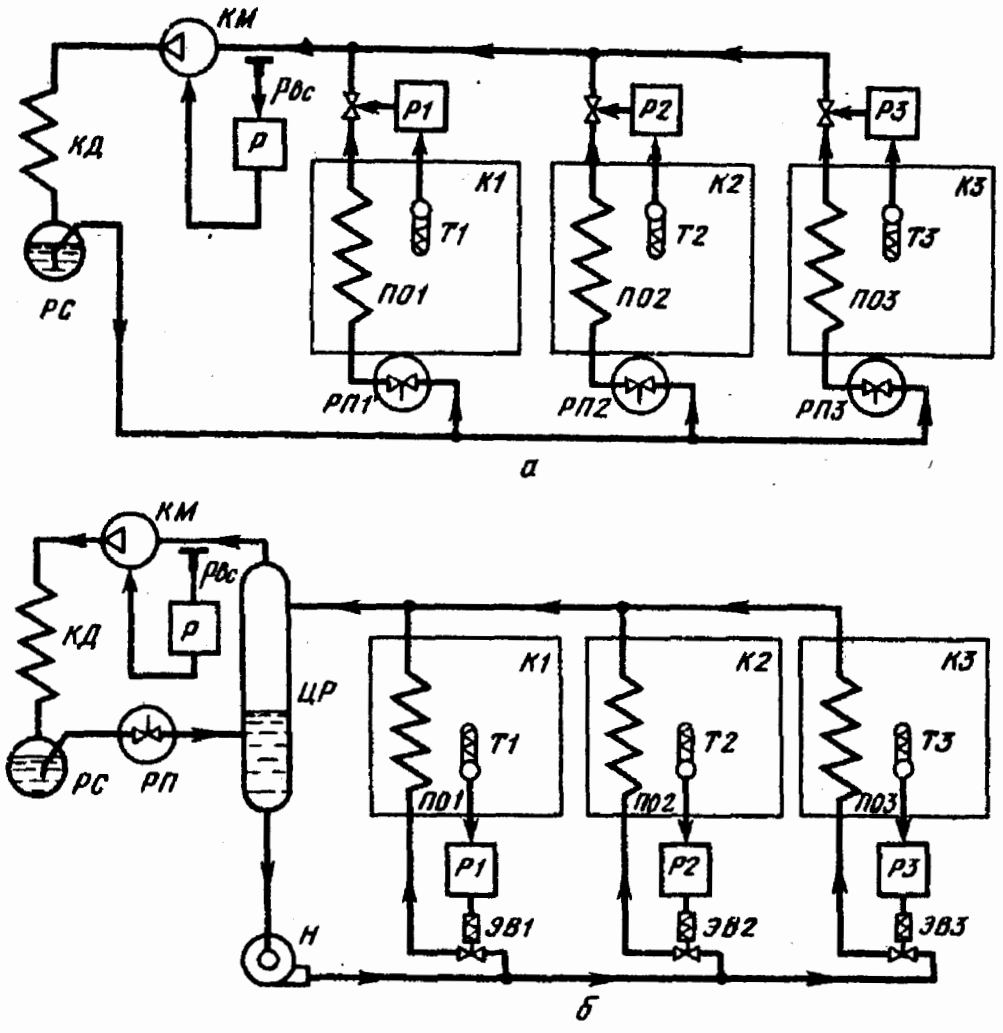
Холодильная установка с несколькими объектами охлаждения

Такие установки находят широкое применение на холодильниках промышленности и торговли.

Автоматическое управление их работой, как и холодильных установок с одним объектом охлаждения, может осуществляться с помощью системы плавного или системы позиционного регулирования температуры воздуха в холодильных камерах.

Холодильная установка с системой плавного регулирования (рис. 5, *а*) состоит из компрессора *КМ*, конденсатора *КД*, ресивера *РС*. К компрессору присоединены приборы охлаждения *ПО1*, *ПО2*, *ПО3* трех холодильных камер *К1*, *К2* и *К3*.

Для поддержания температуры воздуха в каждой камере имеются регулирующие устройства *Р1*, *Р2* и *Р3*, которые в зависимости от значения $t_в$ плавно открывают или закрывают клапаны, установленные на всасывающих линиях компрессора от соответствующих приборов охлаждения, изменяя таким образом температуру кипения хладагента в нужных пределах. Соответственно увеличивается или уменьшается отвод теплоты из холодильной камеры, и в ней поддерживается заданная температура воздуха.



Регулирующие устройства *РП1, РП2, РП3* и в этой схеме выполняют функцию питания приборов охлаждения необходимым количеством хладагента.

Средства автоматики в разных холодильных камерах работают независимо друг от друга, что позволяет поддерживать в них разные температуры воздуха.

Регулятор *Р*, срабатывающий при изменении давления во всасывающей линии, управляет холодопроизводительностью компрессора. Заданное давление $p_{вс}$ выбирают с расчетом, чтобы оно было ниже или равно наинизшему расчетному давлению, обеспечивающему требуемую температуру кипения в приборе охлаждения.

РИС. 5. Схема холодильной установки с несколькими объектами охлаждения и системой плавного (*а*) и двухпозиционного (*б*) регулирования

При большой тепловой нагрузке на холодильные камеры во всасывающую линию компрессора поступит больше паров хладагента, в результате чего повысится давление $p_{вс}$, сработает регулятор *Р*, который, в свою очередь, увеличит холодопроизводительность компрессора.

Систему плавного регулирования применяют в тех случаях, когда требуется весьма точное поддержание температуры воздуха в холодильных камерах и не допускаются ее колебания.

Энергетическая эффективность установки снижается, если компрессор работает при более низких, чем нужно для отдельных камер, давлениях всасывания.

Холодильная установка с системой двухпозиционного регулирования (рис. 5, *б*) отличается от рассмотренной выше тем, что температура кипения хладагента в приборах охлаждения всех камер одинакова, в связи с чем в камерах поддерживаются близкие температуры. Хладагент подается в приборы охлаждения насосом *Н*, забирающим его из циркуляционного ресивера *ЦР*, где он находится при температуре кипения. В связи с тем что кратность циркуляцин жидкости больше единицы, неиспарившаяся в приборах охлаждения жидкость возвращается в циркуляционный ресивер, а пар отсасывается компрессором.

Температура воздуха в холодильных камерах регулируется устройствами *Р1*, *Р2* и *Р3* двухпозиционного действия, которые управляют открытием — закрытием электромагнитных (соленоидных) клапанов *ЭВ1*, *ЭВ2* и *ЭВ3* (напомним, что в холодильной установке с одним объектом охлаждения подобное регулирующее устройство управляет пуском — остановкой компрессора).

Как и в схеме на рис. 5, *а*, регулятор *Р* по давлению всасывания изменяет холодопроизводительность компрессора. Регулирующее устройство *РП* служит для питания циркуляционного ресивера жидким хладагентом.

Система двухпозиционного регулирования может быть применена не только в насосно-циркуляционных, но и любых других системах охлаждения.

Благодаря простоте осуществления и невысокой стоимости применяемых регулирующих устройств системе двухпозиционного регулирования отдается предпочтение при автоматизации установок холодильных камер.

ТЕМА 13

Способы регулирования холодопроизводительности компрессоров

Для поддержания с требуемой точностью температуры в объекте охлаждения (воздуха в камере или хладоносителя в магистрали) требуется соответствующим образом изменять температуру кипения хладагента. Это достигается с помощью автоматической системы плавного или позиционного (ступенчатого) регулирования холодопроизводительности компрессора.

Регулирование холодопроизводительности поршневого компрессора.

В холодильных установках с поршневыми компрессорами малой и средней холодопроизводительности применяют в основном систему позиционного регулирования. При этом система, основанная на способе «пуск — остановка» компрессора, является наиболее простой, дешевой и надежной.

На рис. 1 показана упрощенная схема регулирования холодопроизводительности пуском — остановкой компрессора. Холодильная установка условно разделена на две части: объект охлаждения *Об* и холодильная машина *ХМ* с поршневым компрессором. В объекте охлаждения с помощью холодильной машины поддерживается заданная температура $t_{об}$. Управление холодильной машиной осуществляется регулятором *РП*, получающим сигнал от датчика температуры *Т*.

Регулирование холодопроизводительности пуском — остановкой компрессора применяется в системах автоматики холодильных машин ПО «Мелитопольхолодмаш»

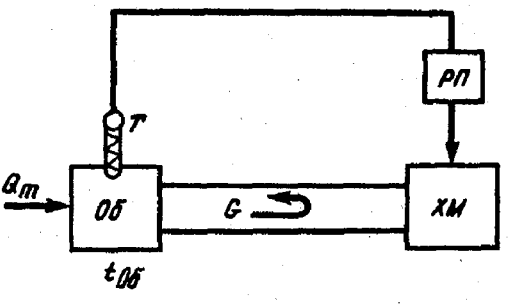


РИС. 1. Упрощенная схема регулирования холодопроизводительности поршневого компрессора:

$Q_т$ — общие теплопритоки; G — расход хладагента

и завода «Комплектхолодмаш» (г. Страшены).

В холодильных машинах ПО «Мелитопольхолодмаш» элементом, управляющим компрессором, является датчик-реле температуры, контакты которого включаются в цепь обмотки магнитного пускателя компрессора. В холодильных машинах для фруктохранилищ, выпускаемых страшенским заводом «Комплектхолодмаш», используется регулятор температуры типа ТМ. В качестве датчика температуры во фруктохранилище служит термопреобразователь сопротивления градуировки 50М.

Поршневые компрессоры П110 и П220 (московского завода «Компрессор»), ПБ40, ПБ60, ПБ80 и ПБ100 (Черкесского завода холодильного машиностроения), ФУ40 и ФУ80 (Читинского машиностроительного завода) снабжены автоматическим устройством электромагнитного отжима всасывающих клапанов.

Все всасывающие клапаны в зависимости от числа цилиндров компрессора разбиваются на три—четыре группы (ступени). Электромагнитным отжимом каждой группы клапанов управляет свое реле (одно или два), получающее сигналы от датчика температуры или датчика давления, находящегося в объекте охлаждения.

В пределах каждой ступени клапаны работают импульсно с изменяющимся интервалом времени открытия и закрытия. Переключение ступеней происходит при изменении холодопроизводительности на 25 %.

Возможность регулирования времени переключения цилиндров приближает позиционную систему к плавной системе регулирования.

Холодильные машины и агрегаты с поршневыми компрессорами поставляются с комплектными устройствами автоматики ЯАН2607 ШОН2603, имеющими в своем составе ящик регулирования ЯАН9201-00011, в котором располагаются блок питания, платы управления группами всасывающих клапанов, усилители сигналов датчиков и другие элементы системы автоматики.

Ящик регулирования обеспечивает не только изменение холодопроизводительности (25, 50, 75 и 100 %), но и разгрузку компрессора при пуске: на все три платы управления группами клапанов выдается сигнал, который снимается через определенное время после пуска.

Кроме регулирования холодопроизводительности пуском — остановкой компрессора и изменением числа работающих цилиндров, применяют также способ регулирования дросселированием всасываемого пара в совокупности с байпасированием. Этот способ, однако, из-за больших энергетических потерь и значительного перегрева компрессора используется крайне редко. Не нашел широкого применения и способ регулирования холодопроизводительности путем изменения частоты вращения вала из-за сложного привода компрессора.

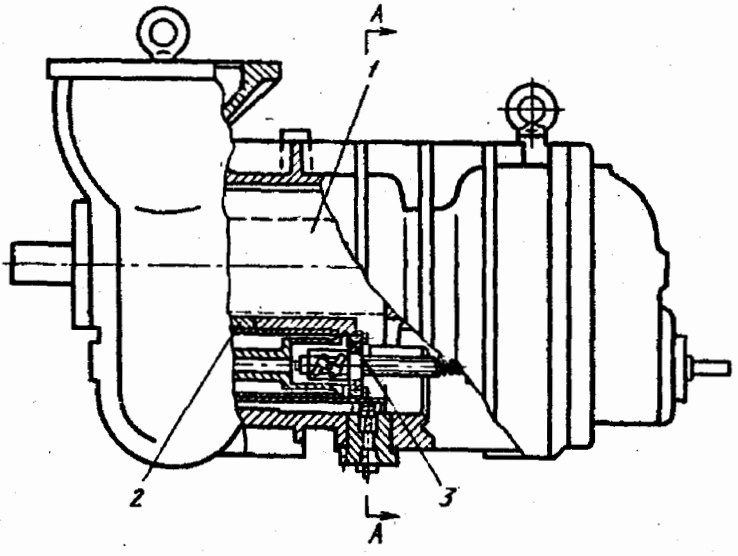
Критерием оценки различных способов регулирования холодопроизводительности является их технико-экономическая эффективность. Исходя из этого рассмотренные способы можно расположить в такой последовательности: пуск — остановка, изменение числа работающих цилиндров, дросселирование и байпасирование, изменение частоты вращения вала.

Регулирование холодопроизводительности винтового компрессора.

В холодильных установках с винтовым компрессором применяются системы плавного регулирования холодопроизводительности в широких пределах с помощью специального золотника, находящегося в компрессоре (рис. 2).

Роторы винтового компрессора вращаются в цилиндрах, нижняя часть которых выполнена в виде неподвижной стенки и подвижного золотника. Когда золотник находится в левом крайнем положении, он вплотную примыкает к неподвижной стенке, образуя сплошные цилиндры. При перемещении золотника вправо образуется щель, в результате чего уменьшается ход сжатия винтов и тем самым — холодопроизводительность компрессора.

Для перемещения золотника компрессора применяют электрический или гидравлический привод [3]. Данный способ регулирования реализован в микропроцессорном комплексе средств автоматического контроля [1].



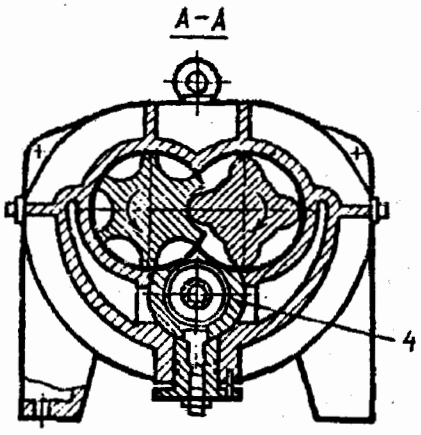


РИС. 2. Золотниковое устройство для изменения холодопроизводительности винтового компрессора:
1 — роторы; *2* — неподвижная стенка; *3* — подвижный золотник; *4* — привод золотника

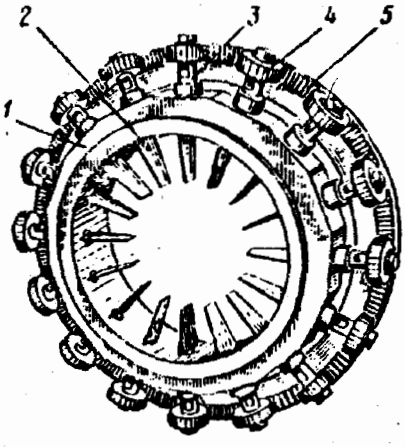


РИС. 3. Механизм поворота лопаток входного направляющего аппарата:
1 — основание; *2* — поворотная лопатка; *3* — приводной валик; *4* — шестерня; *5* — привод шестерен

Регулирование холодопроизводительности центробежного компрессора

В холодильных установках с центробежным компрессором, как и с винтовым, используют систему плавного регулирования. Основной способ регулирования холодопроизводительности — изменение количества всасываемого компрессором пара. Это достигается поворотом лопаток входного направляющего аппарата с помощью специального механизма с электрическим или пневматическим приводом (рис. 3).

Холодопроизводительность изменяется плавно от 10 до 100 %.

Для достижения устойчивой работы центробежного компрессора в широком диапазоне основной способ регулирования холодопроизводительности с помощью входного направляющего аппарата дополняется противопомпажным регулированием и схемами ограничения потребляемой мощности. Аналогичные схемы применяются и для регулирования холодопроизводительности винтовых компрессоров.

Регулирование холодопроизводительности дросселированием всасываемого пара с байпасированием для винтовых и центробежных компрессоров, как и для поршневых, применяют редко.

Холодильные машины и агрегаты с центробежным компрессором комплектуют системой управления «Микрохолод» [2].

Список литературы

1. Васин В. П., Рудаков Е. П. Микропроцессорный комплекс средств автоматического контроля КСА-М1 // Холодильная техника. 1991, № 4.
2. Специализированная микропроцессорная система «Микрохолод» / Ю. М. Воробьев, А. Е. Береснев, Г. А. Писарев и др. // Холодильная техника. 1991, № 4.
3. Ужанский В. С. Автоматизация холодильных машин и установок. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982.

Автоматическое регулирование заполнения испарителей холодильных машин хладагентом

Отвод теплоты от охлаждаемого объекта с помощью парокомпрессионной холодильной машины происходит за счет кипения хладагента в испарителе. Очевидно, что чем больше кипящего хладагента в испарителе, тем больше теплоты может быть отведено. Однако при избытке жидкого хладагента в испарителе возникает опасность попадания его вместе с всасываемым паром в компрессор, что чревато гидравлическим ударом, нарушением циркуляции масла и срывом работы или аварией холодильной машины.

Исходя из этого задача автоматизации процесса заполнения (питания) испарителя хладагентом заключается в регулировании подачи оптимального количества хладагента, обеспечивающего максимально возможный отвод теплоты от охлаждаемого объекта при гарантировании безаварийной работы компрессора и возврата масла из испарителя.

Автоматическая система питания испарителя (АСПИ) воспринимает изменение:

или перегрева пара хладагента на выходе из испарителя,

или уровня жидкого хладагента в испарителе.

В холодильных машинах, в которых основная масса хладагента находится на стороне высокого давления (в конденсаторе или ресивере), могут быть применены АСПИ обоих типов. Они регулируют подачу жидкого хладагента в испаритель после дросселирования.

В холодильных машинах, в которых весь жидкий хладагент находится на стороне низкого давления, применяют только АСПИ, реагирующую на изменение уровня жидкости. АСПИ обеспечивает дросселирование жидкости и гидравлически затвор (препятствующий прорыву пара) перед регулирующим органом.

АСПИ по перегреву пара используют обычно во фреоновых холодильных машинах с незатопленными испарителями небольшого объема (батареи, воздухоохладители, кожухотрубные испарители с внутритрубным кипением).

Перегревом пара $\Delta t_{\text{п}}$ называют разность между температурами хладагента на выходе из испарителя $t_{\text{вых}}$ и кипения t_0:

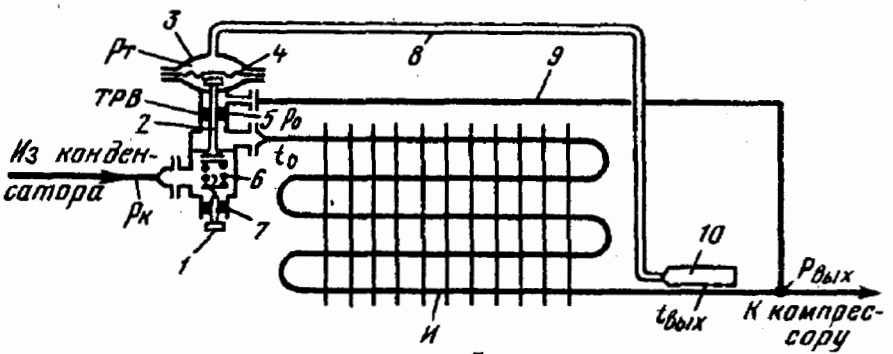
$$\Delta t_{\text{п}} = t_{\text{вых}} - t_0.$$

Температура $t_{\text{вых}}$ может быть измерена, например, термометром. Температура t_0 однозначно связана с давлением кипения p_0, измеряемым манометром, она может быть определена по таблицам свойств насыщенных паров хладагента.

Основным прибором, воспринимающим изменение перегрева пара, является терморегулирующий вентиль (ТРВ).

На вход ТРВ (рис. 1, *а*) жидкий хладагент подается из конденсатора. В клапане ТРВ он дросселируется от давления конденсации $p_{\text{к}}$ до давления кипения p_0, при этом часть жидкости превращается в пар. Парожидкостная смесь поступает в испаритель *И*.

Преобразование изменения перегрева пара в перемещение клапана и тем самым в изменение подачи хладагента в испаритель осуществляется термосистемой, в которой чувствительным элементом



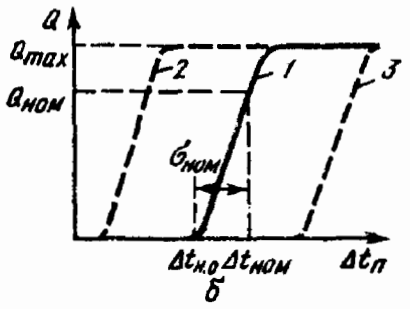


РИС. 1. Питание испарителя с помощью ТРВ:
а — схема: *1* — винт для настройки; *2* — шток; *3* — мембранная коробка; *4* — мембрана; *5* — сальник штока; *6* — пружина; *7* — сальник винта настройки; *8* — капиллярная трубка; *9* — внешняя уравнительная линия; *10* — термобаллон;
б — статическая характеристика: *1* — при средней настройке; *2* — при минимальной настройке; *3* — при максимальной настройке

является мембрана, соединенная со штоком клапана. Мембрана расположена в мембранной коробке, связанной капиллярной трубкой с термобаллоном, устанавливаемым на выходе из испарителя.

Замкнутый объем термосистемы заполнен парожидкостным веществом: жидкость находится в термобаллоне, пар — в капиллярной трубке и надмембранной полости. Давление в термосистеме резко изменяется при изменении температуры.

Температура термобаллона соответствует $t_{вых}$. Последняя выше, чем t_0. Температуре $t_{вых}$ соответствует давление в термосистеме $p_т$.

В полости под мембраной через внешнюю уравнительную линию устанавливается давление, равное давлению на выходе из испарителя $p_{вых}$, которое незначительно (на величину гидравлических потерь в испарителе) отличается от давления кипения p_0.

Таким образом, мембрана находится под действием двух давлений $p_т$ и p_0, создающих результирующую силу, пропорциональную их разности.

В ограниченном диапазоне можно считать изменение давления пропорциональным изменению температуры. Следовательно, на мембрану действуют силы, пропорциональные разности температур $t_{вых}-t_0$, т. е. перегреву пара $\Delta t_п$.

Чем больше перегрев пара, тем выше давление в надмембранной полости. Оно заставляет мембрану перемещаться вниз — клапан открывается, хладагент поступает в испаритель. При уменьшении перегрева пара клапан закрывается под действием пружины.

Настройку ТРВ на начало открытия клапана по заданному перегреву пара осуществляют регулированием степени сжатия пружины с помощью винта, уплотняемого сальником. Подмембранная полость отделяется от выходной полости ТРВ также сальником.

ТРВ такого типа называют ТРВ с внешним уравниванием.

Для испарителей с малыми гидравлическими потерями (батарей) можно использовать ТРВ с внутренним уравниванием (без внешней уравнительной линии). В них давление подводится в подмембранную

полость непосредственно из выходной полости ТРВ по зазору вокруг штока, не имеющего сальника. Такие ТРВ используют обычно в холодильных машинах холодопроизводительностью до 10 кВт.

По принципу действия ТРВ является пропорциональным (П) регулятором. Статическая характеристика, связывающая его пропускную способность с перегревом пара, приведена на рис. 1, *б*. Точка $\Delta t_{н.о}$ соответствует началу открытия клапана. Кривая *1* характеризует среднюю настройку, а кривые *2* и *3* — максимально и минимально возможную настройку (т. е. минимально и максимально возможную степень сжатия пружины). Обычно ТРВ настраивают на перегрев пара (начало открытия клапана) в диапазоне 3...8 °С.

Пропускная способность ТРВ имеет предел, достигнув который она более не увеличивается при дальнейшем возрастании перегрева пара.

Для удобства пользуются не предельной, максимальной, пропускной способностью Q_{max}, а номинальной $Q_{ном}$, которую принимают на 20—30 % ниже Q_{max}.

Величину $\sigma_{ном}$ — изменение перегрева пара от начала открытия клапана до достижения $Q_{ном}$ — называют неравномерностью. Она характеризует чувствительность регулятора к изменению перегрева пара. Обычно неравномерность составляет 3—5 °С.

Статическая характеристика ТРВ отражает его пропускную способность при произвольно выбранных условиях — определенных значениях температур конденсации, кипения и переохлаждения. Эти условия называют спецификационными. Отклонение рабочих условий от спецификационных вызывает изменение статической характеристики.

Ориентировочно можно считать, что при повышении температуры конденсации на 10 °С пропускная способность ТРВ увеличивается на 5—10 %, при уменьшении переохлаждения на 1 °С (в диапазоне малых переохлаждений 3—5 °С) — снижается на 10—15 %.

При изменении температуры кипения изменяется перегрев пара, соответствующий началу открытия клапана. Статическая характеристика смещается вдоль горизонтальной оси, причем величина и направление смещения зависят от свойств вещества-наполнителя термосистемы [2]. Кроме того, при понижении температуры кипения на 10 °С увеличивается неравномерность на 1—2 °С, т. е. изменяется наклон характеристики.

Отечественная промышленность выпускает ТРВ, рассчитанные на хладагенты R12, R22, R13, R142, R502, с пропускной способностью, соответствующей холодопроизводительности от 0,7 до 500 кВт. Опыт эксплуатации показал, что они надежно работают в диапазоне 25—110 % номинальной холодопроизводительности [1].

При монтаже ТРВ рекомендуется выполнять следующие правила (рис. 2).

ТРВ устанавливают на жидкостном трубопроводе в непосредственной близости от испарителя.

При использовании многосекционных испарителей со специальным распределителем жидкости («пауком») выходные патрубки распределителя должны быть направлены вниз, а ТРВ должен обязательно иметь внешнюю уравнительную линию.

Термобаллон ТРВ следует устанавливать на горизонтальном или наклонном участке всасывающего трубопровода (в последнем случае капиллярной трубкой вверх) до маслосборных петель.

Около термобаллона не должно быть фланцев, отводов (т. е. металлических масс), а также интенсивных потоков воздуха.

Между термобаллоном и трубопроводом должен быть хороший

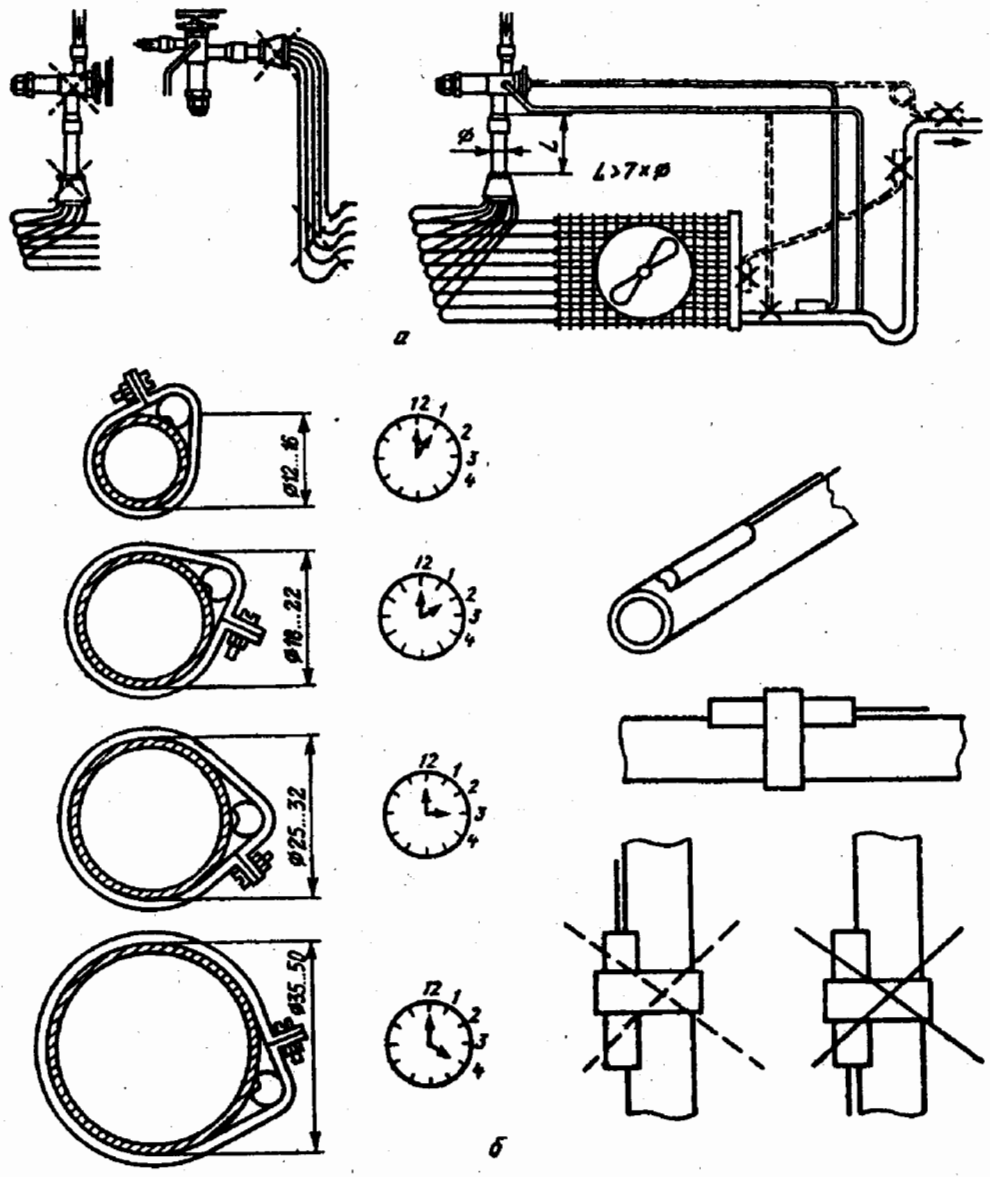


РИС. 2. Монтаж ТРВ:
а — самого прибора; *б* — термобаллона; сплошной крест — не допускается; штриховой крест — допускается

тепловой контакт, в связи с этим требуется очищать трубопровод от грязи и ржавчины.

Место крепления термобаллона — около верхней образующей трубопровода диаметром до 20 мм и в нижней четверти образующей трубопровода большего диаметра. На нижней образующей трубопровода установка термобаллона не допускается.

Для исключения влияния внешних теплопритоков на термобаллон место его крепления к трубопроводу нужно теплоизолировать. По возможности термобаллон следует устанавливать в гильзу, вваренную в трубопровод на выходе из испарителя. Гильзу заполняют смесью циатина и алюминиевой пудры в соотношении примерно 1:1.

Внешнюю уравнительную линию подсоединяют после термобаллона по ходу хладагента.

Выполнение указанных рекомендаций повысит стабильность работы ТРВ.

В последние годы и за рубежом, и в нашей стране ведется работа по созданию новых, более совершенных систем питания испарителей по перегреву пара. В основном это — электронные системы, в которых показателем заполнения является также разность двух температур:

$\Delta t = t_2 - t_1$,

где t_2 — температура выходящего из испарителя пара;

t_1 — температура, близкая к температуре кипения.

В качесте датчиков используют платиновые или медные термопреобразователи сопротивления (ТСП или ТСМ). При малых гидравлических потерях в испарителе датчики устанавливают на входе и выходе испарителя (рис. 3).

Регулятор *Р* пропорционально-интегрального (ПИ) типа, получив сигнал от термопреобразователей сопротивления *ТС1* и *ТС2*, выдает команду исполнительному механизму *ИМ* (электродвигателю) — тот перемещает регулирующий орган *РО* (например, поворотную заслонку).

На регуляторе имеется индикатор, по которому оператор получает информацию о перегреве пара и может оценить работу испарителя. Регулятор позволяет изменять настройку заданного перегрева пара, что очень удобно при переходе с режима на режим.

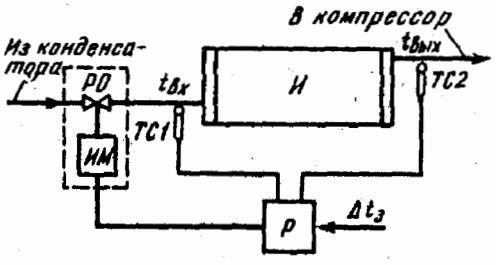


РИС. 3. Схема АСПИ с электронным регулятором

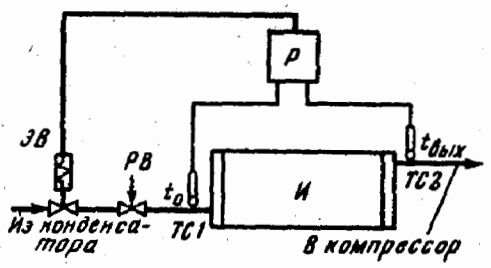


РИС. 4. Схема двухпозиционной АСПИ

Преимуществом такой АСПИ является ее универсальность — возможность работы на разных хладагентах, в том числе на аммиаке.

Регулирование по перегреву пара используют также в АСПИ для затопленных испарителей с межтрубным кипением хладагента. Их называют двухпозиционными (рис. 4).

Термопреобразователи сопротивления (датчики температуры) *ТС1* и *ТС2* воспринимают соответственно температуру кипящего хладагента t_0 и температуру выходящего пара $t_{вых}$. Причем термопреобразователь *ТС1* находится в среде кипящего хладагента. В этом случае перегрев пара определяется непосредственно как разность температур пара на выходе из испарителя и кипения.

Сигналы от термопреобразователей сопротивления получает регулятор *Р* разности температур, который выдает команду на открытие или закрытие электромагнитного вентиля *ЭВ*. Хладагент дросселируется в ручном регулирующем вентиле *РВ*, установленном после электромагнитного вентиля на входе в испаритель.

При правильной установке термопреобразователей сопротивления и нормальной работе электромагнитного вентиля постоянно регулировать расход через ручной вентиль не требуется.

Процесс регулирования колебательный, причем в установившемся режиме период колебаний сохраняется постоянным.

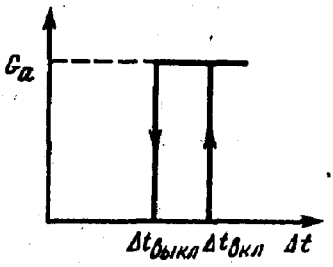


РИС. 5. График, иллюстрирующий работу двухпозиционной АСПИ

Работу двухпозиционной АСПИ можно проиллюстрировать графиком (рис. 5).

Когда перегрев пара достигает заданного значения $\Delta t_{вкл}$, регулятор разности температур дает команду на открытие электромагнитного вентиля. Перегрев пара начинает уменьшаться (за счет скачкообразного увеличения расхода). При снижении перегрева пара до $\Delta t_{выкл}$ электромагнитный вентиль перекрывает подачу хладагента G_a в испаритель.

Применяемый высокочувствительный регулятор разности температур позволяет избежать большого размаха колебаний, приводящих к нарушению работы компрессора.

Двухпозиционная АСПИ может работать с любым хладагентом. Если хладагентом служит аммиак, электромагнитный и регулирующий вентили должны быть соответствующего исполнения.

Для испарителей со свободным уровнем жидкого хладагента применяют АСПИ, воспринимающую изменение уровня. Она может быть плавной или двухпозиционной.

В плавных АСПИ используют поплавковые регуляторы *ПР* прямого действия (рис. 6, *а*) и так называемые пилотные регуляторы *ПР*, состоящие из комбинации преобразователя уровня также поплавкового типа *ПП* и регулирующего органа *РО* (рис. 6, *б*). В обоих регуляторах поплавковое устройство выполняет роль чувствительного элемента. Поплавок находится в поплавковой камере, представляющей собой сообщающийся с испарителем сосуд.

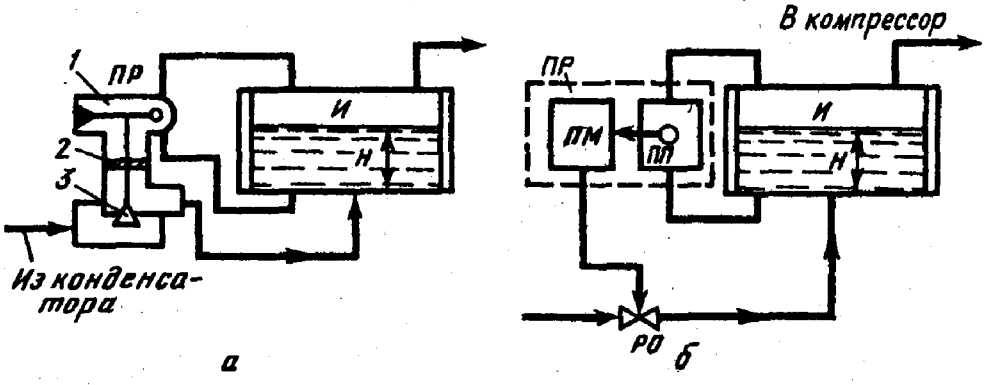
В клапане (регулирующем органе) происходит дросселирование хладагента от давления конденсации до давления кипения.

При изменении уровня *Н* жидкости в испарителе *И* перемещение поплавка в регуляторах прямого действия передается клапану через шток с сальниковым уплотнением, в пилотных регуляторах — через передаточный механизм *ПМ*.

При понижении уровня жидкости в испарителе клапан открывается, при повышении — закрывается.

В двухпозиционной АСПИ применяют двухпозиционый регулятор и электромагнитный вентиль в качестве исполнительного устройства. Дросселирование происходит в регулирующем вентиле аналогично схеме на рис. 4. Роль чувствитель-

РИС. 6. Схема АСПИ аммиачного испарителя с межтрубным кипением:
а — с регулятором прямого действия; *б* — с пилотным регулятором; *1* — поплавковая камера; *2* — сальник штока; *3* — клапан



ного элемента выполняет преобразователь уровня жидкости, например, также поплавкового типа.

АСПИ по уровню жидкости используют преимущественно для испарителей большой емкости в холодильных машинах, в которых хладагент находится весь на стороне низкого давления. Заполнение испарителя регулируется поплавковым регулятором «высокого давления», который осуществляет сброс всего жидкого хладагента из конденсатора и поддержание гидравлического затвора. Для холодильных машин с таким питанием испарителя применяют строго дозированную заправку.

В последнее время у нас и за рубежом появились холодильные машины с гравитационным питанием испарителя (рис. 7).

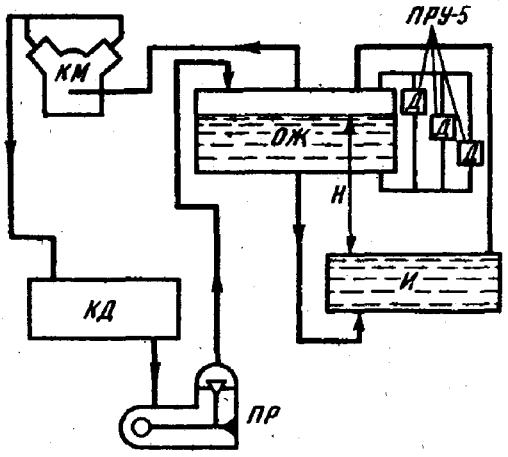


РИС. 7. Схема холодильной машины с гравитационной АСПИ

Гравитационная АСПИ проста и надежна. Даже выход из строя поплавкового регулятора *ПР* не создает аварийной ситуации. Основным аппаратом является отделитель жидкости *ОЖ*, который находится на стороне низкого давления.

Испаритель *И* максимально заполнен, т. е. максимально используется его теплопередающая поверхность. Отделитель жидкости защищен датчиками уровня типа ПРУ-5. Высота столба жидкости весьма умеренная (H=1,0...1,2 м). Система очень устойчива. Она пригодна для любых хладагентов, любых холодопроизводительностей и температурных диапазонов.

Важное значение для нормальной работы холодильных машин имеет место установки датчиков *Д*, воспринимающих изменение регулируемого параметра. Так, датчик, который реагирует на изменение температуры кипения, должен находиться как можно ближе к кипящему в испарителе хладагенту, например, в крышке испарителя.

СРЕДСТВА ЗАПОЛНЕНИЯ ИСПАРИТЕЛЕЙ

В автоматических системах питания испарителей (АСПИ) используют приборы и устройства, выпускаемые специализированными заводами либо поставляемые заводами-изготовителями холодильных машин в комплекте с машиной.

Серийно выпускаются терморегулирующие вентили (ТРВ), поплавковые реле уровня (ПРУ), электромагнитные (соленоидные) вентили (ЭВ), термопреобразователи (термометры) сопротивления, электрические исполнительные механизмы и электронные регуляторы температуры.

Для заполнения испарителей хладагентом до 95 % холодильных машин комплектуются ТРВ.

Терморегулирующие вентили (ТРВ) отечественного производства разработаны Орловским СКБприбор по техническим заданиям ВНИИхолодмаша. Их изготовляет Тартуский приборостроительный завод (Эстония).

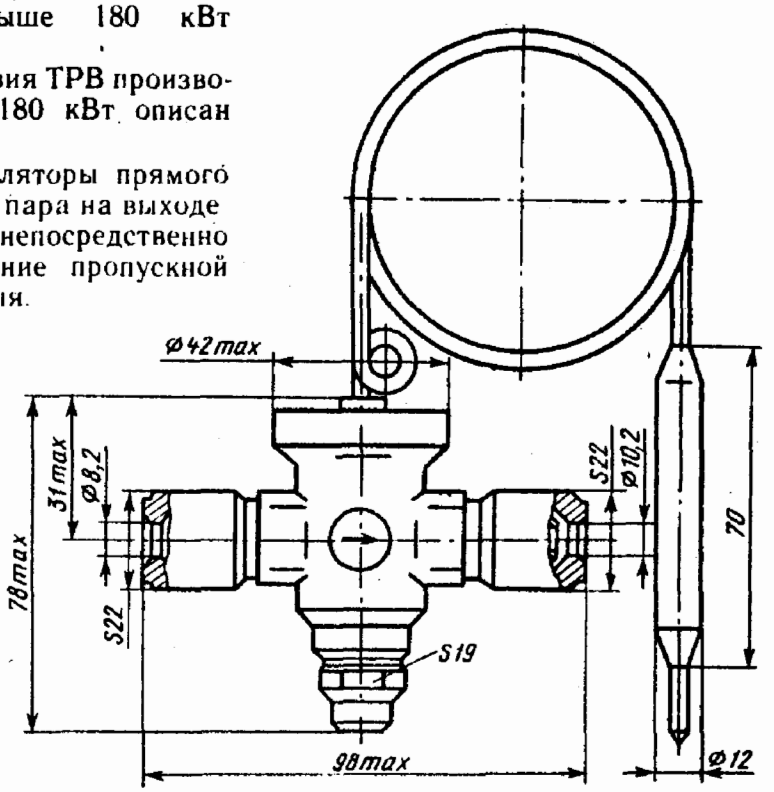
ТРВ выпускают в четырех конструктивных видах в зависимости от пропускной способности (про-

изводительности): малой — до 1,1 кВт (рис. 8, 9), средней — от 1,1 до 75 кВт (рис. 10), большой — от 75 до 180 кВт (рис. 11) и очень большой — свыше 180 кВт (рис. 12).

Принцип действия ТРВ производительностью до 180 кВт описан в начале темы 14.

Это регуляторы прямого действия: перегрев пара на выходе из испарителя непосредственно влияет на изменение пропускной способности вентиля.

РИС. 8. ТРВ малой производительности с внутренним уравниванием



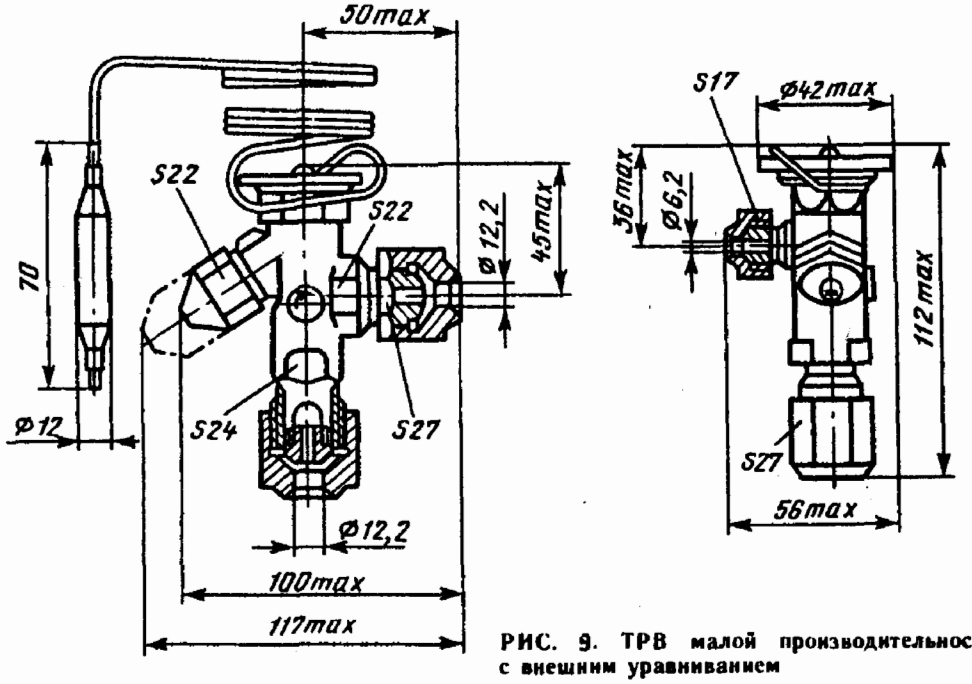


РИС. 9. ТРВ малой производительности с внешним уравниванием

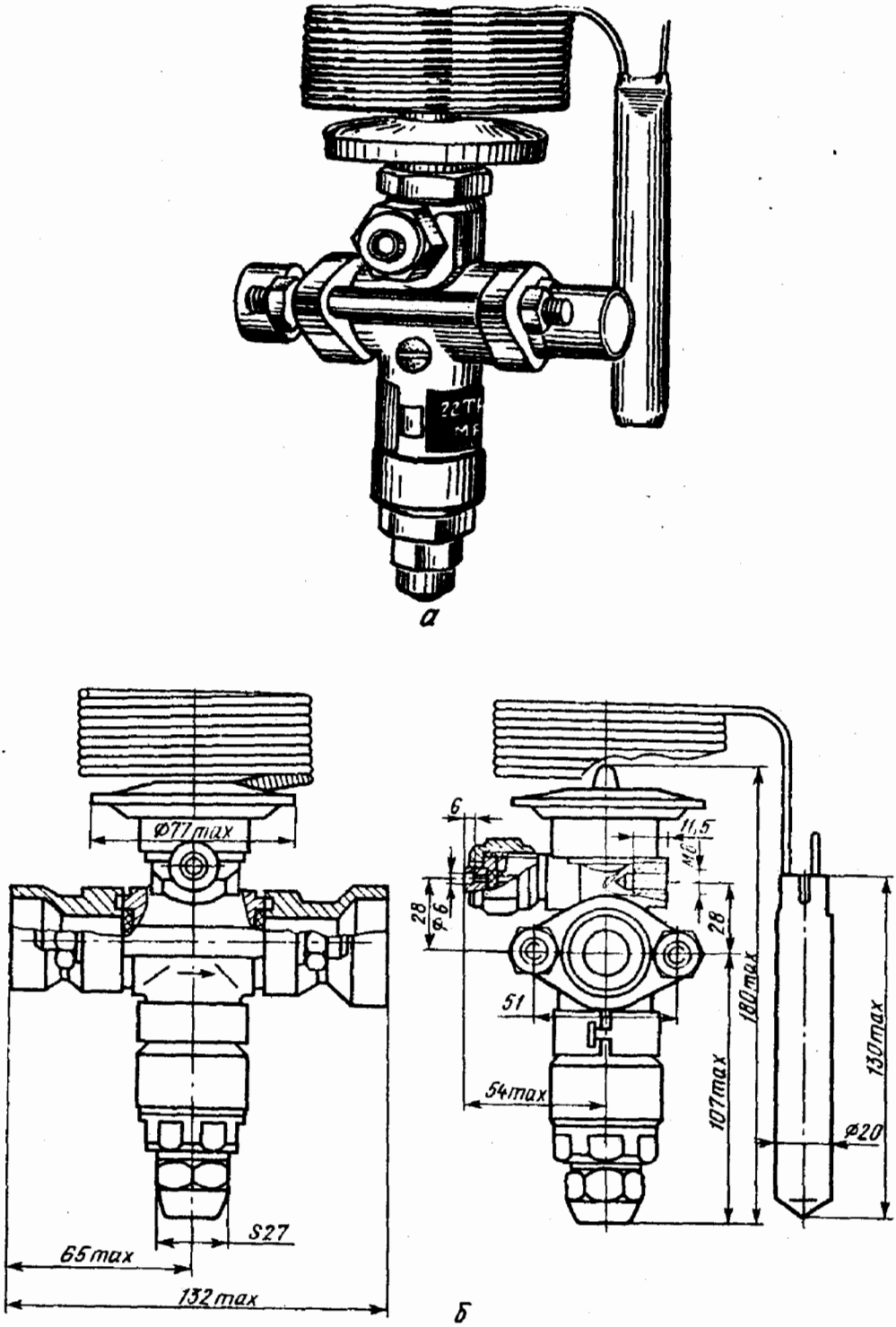


РИС. 10. ТРВ средней производительности с внешним уравниванием: *а* — внешний вид; *б* — габаритный чертеж

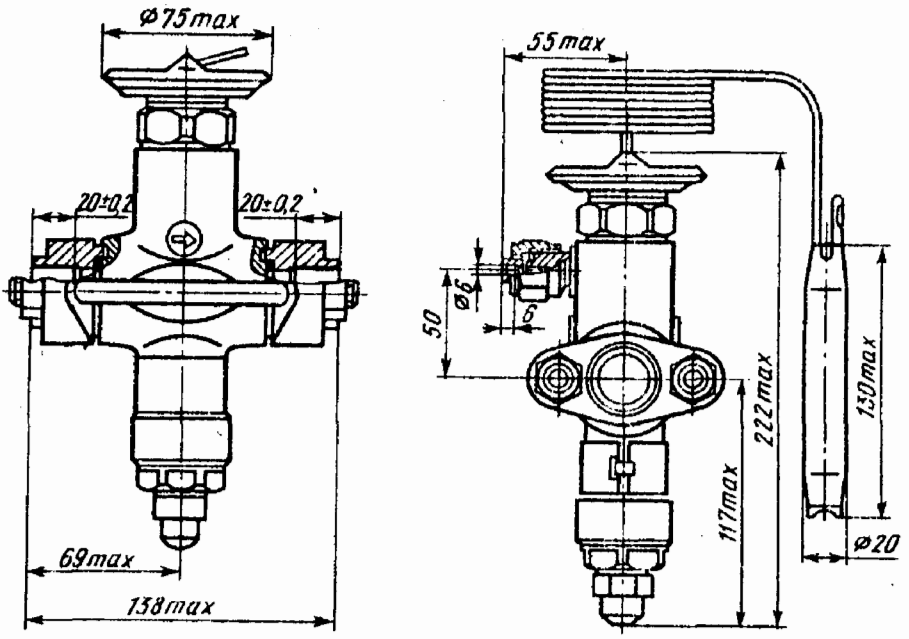


РИС.11. ТРВ большой производительности с внешним уравниванием

ТРВ производительностью свыше 180 кВт, так называемые пилотные регуляторы, представляют собой приборы непрямого действия.

Управляющим устройством (пилотом) является ТРВ прямого действия второй конструктивной группы (производительностью от 1,1 до 75 кВт), связанный с исполнительным механизмом поршневого типа. При закрытом клапане пилота давление под и над поршнем исполнительного механизма выравнивается через отверстие в днище поршня. Усилие пружины исполнительного механизма достаточно для удержания поршня в нижнем положении, при этом главный клапан закрыт.

Когда клапан пилота открывается, давление в пространстве над поршнем падает за счет сброса в выходной патрубок пилота и под действием давления снизу поршень и жестко связанный с ним главный клапан поднимаются вверх. Проход в седле исполнительного механизма открывается.

Скорость перетекания пара из-под поршня в пространство над поршнем должна быть строго определенной, так как от этого зависит неравномерность и устойчивость работы пилотного регулятора. Для этого отверстие в поршне делается калиброванным. Через нижнее отверстие, закрываемое пробкой, можно очищать исполнительный механизм при отключении подачи хладагента.

Правила монтажа пилотных ТРВ такие же, как и ТРВ прямого действия, со следующими дополнениями:

пилотные ТРВ должны устанавливаться только на горизонтальном участке трубопровода;

патрубок сброса давления от пилота должен подсоединяться к трубопроводу между выходным фланцем ТРВ и входом в испаритель;

если после ТРВ имеется распределитель («паук»), то штуцер сброса надо подсоединять перед распределителем по ходу хладагента;

при монтаже термобаллона и линии внешнего уравнивания должны соблюдаться такие же правила, как и для ТРВ прямого действия.

На рис. 8–12 стрелками показано направление движения хладагента.

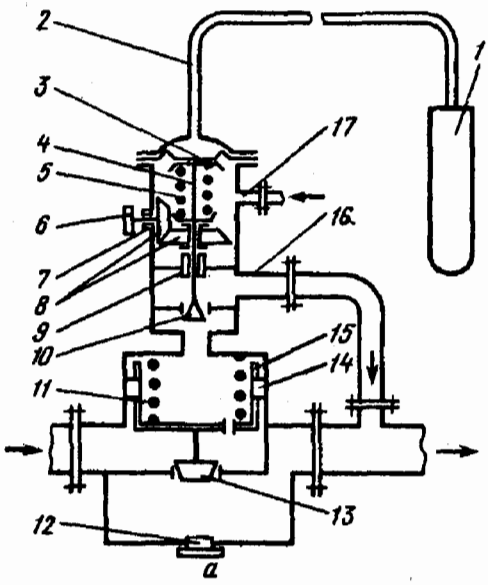
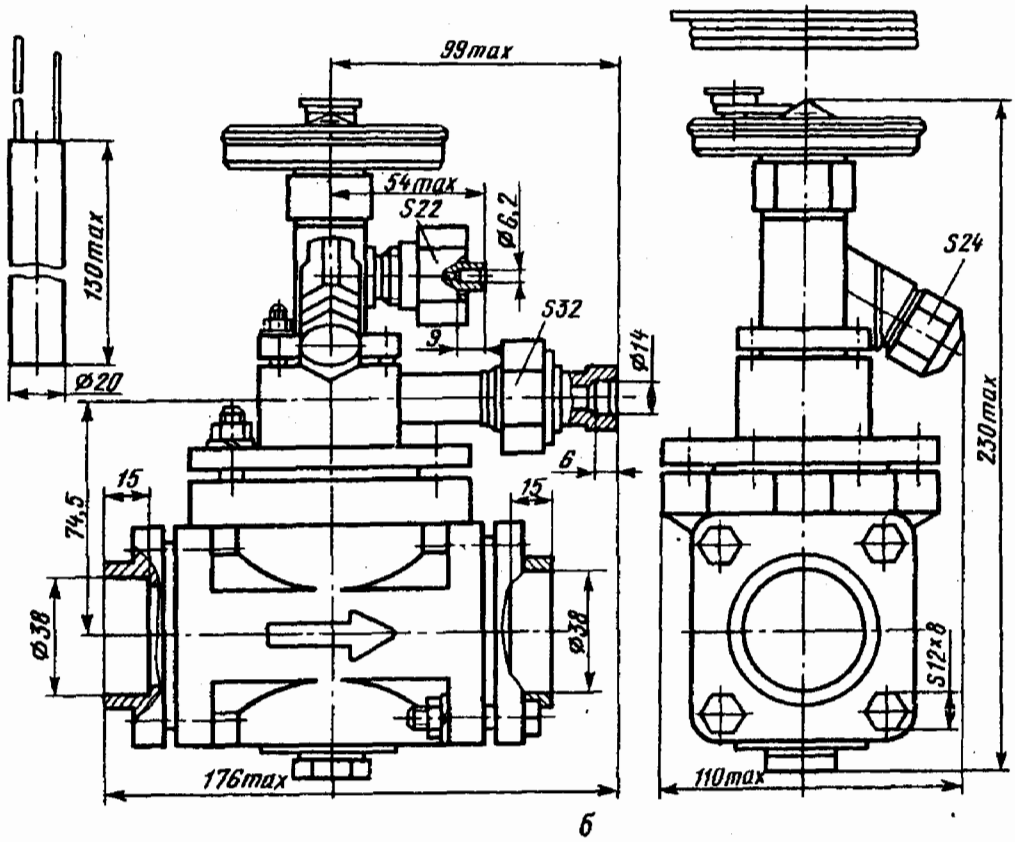


РИС. 12. ТРВ очень большой производительности (пилотный):
а — принципиальная схема; *б* — габаритный чертеж; *1* — термобаллон; *2* — капиллярная трубка; *3* — мембрана; *4* — шток; *5* — пружина настройки; *6* — винт настройки; *7* — сальник; *8* — передаточный механизм узла настройки; *9* — сальник штока; *10* — клапан; *11* — пружина исполнительного механизма; *12* — пробка; *13* — главный клапан; *14* — уплотнительное кольцо; *15* — поршень; *16* — патрубок сброса давления от пилота; *17* — патрубок линии внешнего уравнивания



Поплавковые регуляторы уровня (ПРУ) выпускают одного типоразмера марки РОС 501 (ТУ 25-2408.014—90, разработчик — СКТБ рязанского завода «Теплоприбор», изготовитель — опытный завод НИИАП, Москва). Кроме них, в эксплуатации находится большое число аналогичных приборов ПРУ-5М, выпуск которых прекращен с 1991 г.

ПРУ марки РОС 501 (рис.13) состоит из первичного (поплавкового) преобразователя *ПП* и электронного (передающего) преобразователя *ЭП*. Принципиальная схема прибора показана на рис.14.

Первичный преобразователь представляет собой цилиндр, в полости которого находится сферический поплавок. Снаружи цилиндра закреплены две катушки индуктивности *L1* и *L2*. *ПП* через фланцы и паровой и жидкостный трубопроводы подсоединен к емкости *Е*, в которой контролируется уровень жидкости. *ПП* и емкость образуют сообщающиеся сосуды. Поплавок располагается на границе раздела жидкости и пара.

Корпус *ПП* выполняют из маломагнитного материала, например нержавеющей стали, поплавок — из обычной магнитной стали. Следовательно, катушки *L1* и *L2* магнитно связаны с поплавком: при его высоком положении увеличивается индуктивность катушки *L1*, при низком — катушки *L2*.

Катушки индуктивности с размещенными в электронном преобразователе *ЭП* резисторами *R1* и *R2* образуют четырехплечий мост, питаемый переменным током напряжением порядка нескольких вольт. В среднем положении поплавка индуктивность катушек *L1* и *L2* одинаковая, мост уравновешен, входное напряжение $U_{вх}$ усилителя *УС* равно нулю. При любом отклонении поплавка от среднего положения к усилителю подводится напряжение разбаланса.

Электронный усилитель *УС*

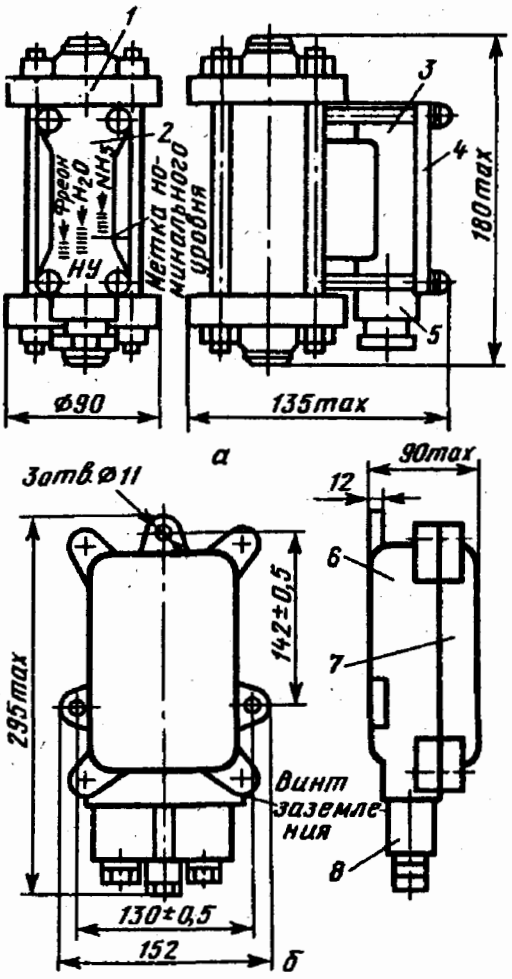


РИС.13. Поплавковый регулятор уровня:
а — первичный преобразователь *ПП*; *б* — электронный преобразователь *ЭП*; *1* — фланец; *2, 6*— корпус; *3* — клеммная коробка; *4, 7*— крышка; *5, 8*— сальниковый ввод (ввод проводов)

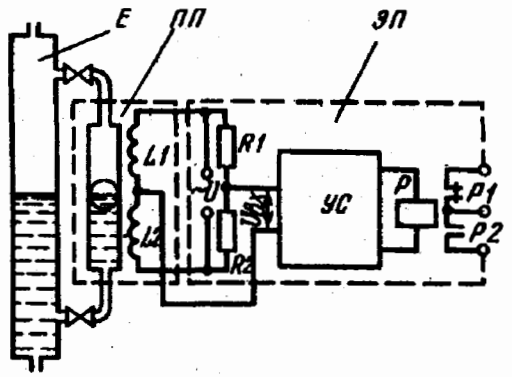


РИС.14. Принципиальная схема поплавкового регулятора уровня

Техническая характеристика поплавкового регулятора уровня РОС 501

Температура рабочей среды, °С	
аммиака, фреонов, раствора бромистого лития с концентрацией от 0 до 65 %	—50...+50
воды питьевой, дизельного топлива, смазочного масла	0...+100
жидкости плотностью не менее 0,52 г/м^3	—50...+85
Вязкость рабочей среды, Па·с, не более	1
Максимальное давление рабочей среды, МПа	2,1
Зона возврата, мм	35±15
Погрешность срабатывания относительно номинального уровня, мм	±5
Напряжение питания, В, от сети переменного тока частотой 50 и 60 Гц	220 и 380
Потребляемая мощность, В·А, не более	8
Коммутационная способность контактов выходного реле в цепях переменного тока частотой 50 и 60 Гц с индуктивной нагрузкой, циклы срабатывания (включено—выключено)	
ток 0,5...2,5 А, напряжение 12...220 В	$3 \cdot 10^5$
ток 2,5...3 А, напряжение 12...240 В	10^5
Габаритные размеры, мм	
первичного преобразователя	90×135×180
электронного преобразователя	152×90×295
Масса, кг	
первичного преобразователя	2,6
электронного преобразователя	2,5

устроен так, что выходное электромагнитное реле *Р* может срабатывать при повышении уровня или при его понижении. На выходе имеются замыкающие и размыкающие контакты *Р2* и *Р1*, которые управляют исполнительными и сигнальными устройствами, при использовании ПРУ в автоматической системе питания испарителя — управляют подачей напряжения на электромагнитный вентиль, через который хладагент поступает на сторону низкого давления, и отключением напряжения.

Список литературы

1. Теплообменные аппараты, приборы автоматизации и испытания холодильных машин: Справочник. М. Легкая и пищевая промышленность, 1984.
2. Ужанский В. С. Автоматизация холодильных машин. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982.

ТЕМА 15

Двухпозиционные датчики-реле

Регуляторы, в которых воспринимаемая (регулируемая) величина преобразуется в двухпозиционный выходной сигнал, называются регуляторами с двухпозиционными релейными характеристиками; регуляторы, которые воспринимают неэлектрическую величину, а преобразуют ее в электрический выходной сигнал,— датчиками-реле. Выходным устройством датчиков-реле являются электрические контакты.

Обычно датчики-реле включают в электрические цепи управления таким образом, чтобы их контакты оставались замкнутыми, пока регулируемая величина имеет допустимые значения, и размыкались при ее выходе за установленные пределы. Момент размыкания контактов называется прямым срабатыванием; значение регулируемой величины, при котором это происходит,— настройкой срабатывания или уставкой прибора.

Для того чтобы контакты вновь замкнулись, т. е. чтобы произошло обратное срабатывание, регулируемая величина должна вернуться в установленные пределы. Значение, при котором это происходит, должно несколько отличаться от настройки срабатывания для преодоления трения и люфтов механизма движения, а также действия сопротивления узла настройки прибора.

Разность значений регулируемой величины между прямым и обратным срабатыванием называется зоной возврата или дифференциалом.

По типу срабатывания контактного устройства датчики-реле бывают двух видов: с прямым срабатыванием при понижении регулируемой величины (дифференциал направлен в сторону повышения относительно уставки), с прямым срабатыванием при повышении регулируемой величины (дифференциал направлен в сторону понижения относительно уставки).

Датчики-реле широко применяют в холодильной технике для позиционного регулирования, сигнализации и защиты оборудования от недопустимого изменения следующих величин (параметров): уровня, давления, разности давлений, температуры.

Датчики-реле уровня предназначены для позиционного регулирования уровня жидкости в аппаратах, а также для защиты их от недопустимого повышения и понижения уровня.

Датчики-реле давления используют для позиционного регулирования давления в целях защиты компрессора от понижения давления всасывания и от повышения давления нагнетания.

Датчики-реле давления бывают одинарные (одноблочные) и сдвоенные (двухблочные), шкальные (со шкалой и указателем, с помощью которых можно настроить прибор) и бесшкальные (настраиваемые по контрольному манометру). В зависимости от числа выходных контактов датчики-реле имеют одну пару контактов либо переключающуюся контактную группу. В последнем случае одна пара контактов включается в цепь управления, а вторая — в цепь сигнализации.

Во всех применяемых в холодильной технике датчиках-реле давления есть узел настройки срабатывания, а в некоторых — еще узел настройки дифференциала.

Одинарные датчики-реле давления (рис. 1) регулируют одно давление. Существуют датчики-реле низкого давления (дифференциал направлен в сторону повышения относительно уставки) и датчики-реле высокого давления (диффе-

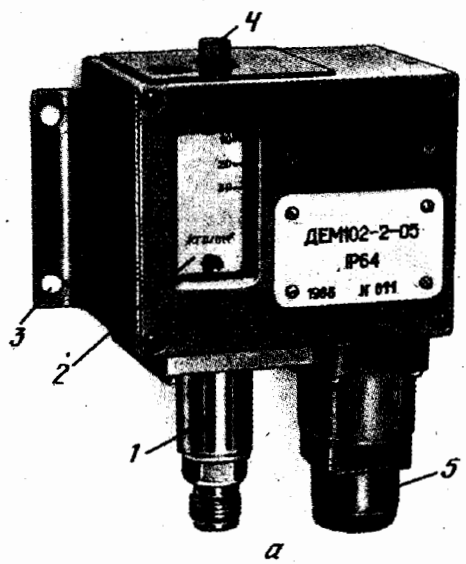
ренциал направлен в сторону понижения относительно уставки).

В датчике-реле низкого давления контролируемое давление $p_н$ подается в сильфонную коробку и воздействует снаружи на сильфон, который является чувствительным элементом. При изменении давления днище сильфона перемещается. Вместе с ним перемещается шток, толкатель которого передает движение на горизонтальное плечо поворотного углового рычага, сверху на рычаг давит пружина настройки срабатывания. Вертикальное плечо поворотного рычага воздействует на контактный переключатель (направление усилия вправо—влево). Специальное устройство в переключателе обеспечивает резкое замыкание — размыкание контактов соответственно направлению воздействия.

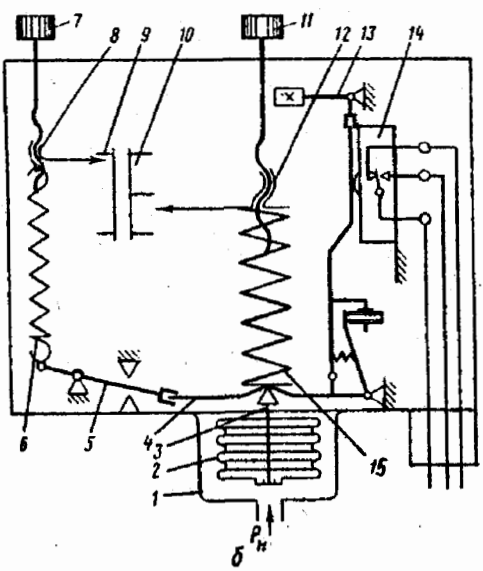
Левый конец горизонтального плеча поворотного рычага входит в вилку коромысла, которое растягивает пружину дифференциала.

В узле настройки срабатывания и узле настройки дифференциала начальный натяг пружин зависит от положения гаек, регулируемых винтом. Значения уставок соответствуют положениям указателей на шкалах настройки срабатывания и дифференциала. С помощью стабилизирующего устройства повышается устойчивость механизма к ударно-вибрационным нагрузкам. Выходной сигнал передается во внешнюю цепь по электрическим проводам.

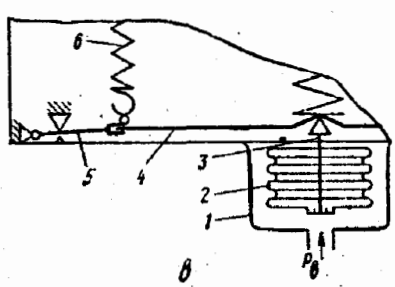
РИС. 1. Одинарный датчик-реле давления:
а — общий вид; *1* — сильфонная коробка; *2* — шкала настройки; *3* — переходная панель; *4* — винт настройки; *5* — ввод проводов;
б, в — принципиальная схема датчика-реле соответственно низкого и высокого давления; *1* — сильфонная коробка; *2* — сильфон; *3* — шток с толкателем; *4* — поворотный рычаг; *5* — коромысло; *6* — пружина дифференциала; *7* — винт настройки дифференциала; *8* — гайка узла дифференциала; *9* — шкала дифференциала; *10* — шкала настройки срабатывания; *11* — винт настройки срабатывания; *12* — гайка настройки срабатывания; *13* — устройство для повышения устойчивости механизма к ударно-вибрационным воздействиям; *14* — контактное устройство; *15* — пружина настройки срабатывания



а



б



в

Принцип действия датчика-реле высокого давления отличается от принципа действия датчика-реле низкого давления только работой узла настройки дифференциала: коромысло и пружина дифференциала создают дополнительное усилие на поворотном рычаге при его повороте против часовой стрелки. Обычно эти датчики-реле изготовляют без узла настройки дифференциала (винт настройки, гайка и шкала дифференциала отсутствуют, а пружина дифференциала установлена с минимальным натягом).

Долговечность приборов определяется конструкцией контактного переключателя. Основное требование — обеспечение резкого размыкания и замыкания контактов. Чем быстрее оно происходит, тем меньше износ контактов от искры или дуги. Поэтому контактное устройство снабжено специальным приспособлением для резкого срабатывания.

Сдвоенные датчики-реле давления предназначены для регулирования двух давлений, для чего имеется два чувствительных элемента и два механизма движения (рис. 2).

Низкое давление $p_н$ подается в сильфонную коробку блока низкого давления; его устройство и принцип действия аналогичны устройству и принципу действия блока, представленного на рис. 1, *б*. Высокое давление $p_в$ подается в сильфонную коробку блока высокого давления; в нем отсутствует узел настройки дифференциала.

При повышении $p_в$ дно сильфона и установленный в нем толкатель поднимаются, преодолевая усилие пружины настройки срабатывания. Горизонтальное плечо поворотного углового рычага блока высокого давления поворачивается против часовой стрелки, его вертикальное плечо соприкасается с вертикальным плечом поворотного рычага низкого давления и перемещает его влево. Основная контактная пара размыкается.

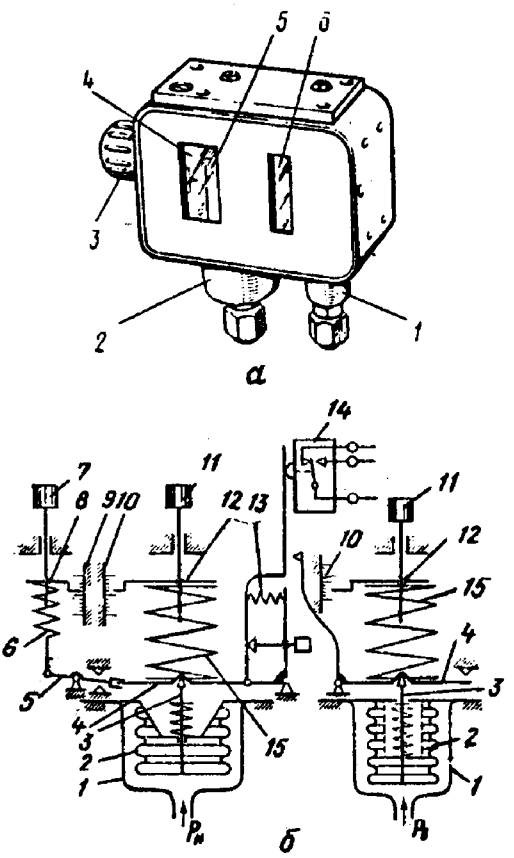


РИС. 2. Сдвоенный датчик-реле давления: *а* — общий вид; *1, 2* — сильфонные коробки блоков соответственно высокого и низкого давления; *3* — ввод проводов; *4* — шкала настройки дифференциала; *5, 6* — шкалы настройки срабатывания соответственно низкого и высокого давления; *б* — принципиальная схема; *13* — прижимная пружина; остальные позиции соответствуют позициям на рис. 1, *б, в*

Блок высокого давления имеет винт настройки срабатывания и шкалу с указателем.

Датчики-реле разности давлений используют для позиционного регулирования разности двух давлений. Они защищают компрессор от недопустимого уменьшения давления масла по сравнению с давлением хладагента (в картере компрессора).

В сильфонной коробке (рис. 3) установлены друг над другом два одинаковых сильфона. Днища их спаяны. Под действием разности контролируемых давлений (большего — в нижнем сильфоне, мень-

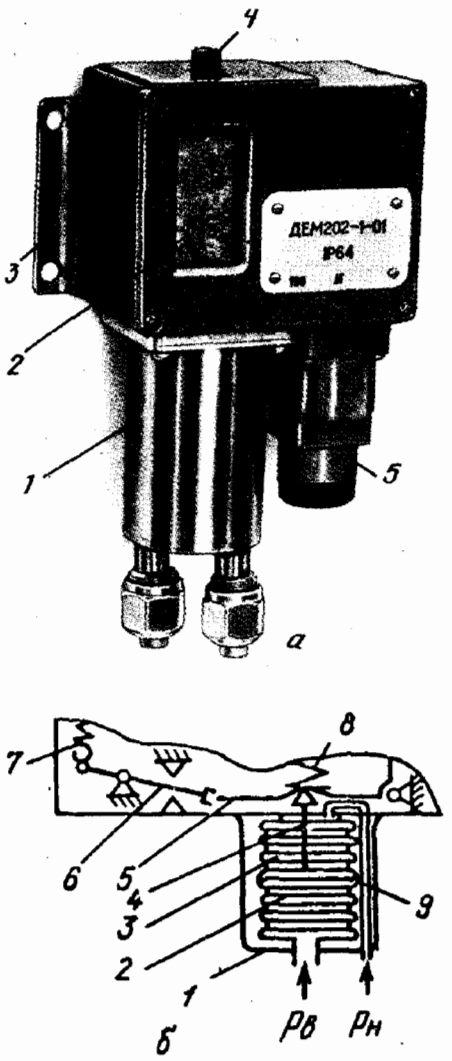


РИС. 3. Датчик-реле разности давлений: *а* — общий вид; *1* — сильфонная коробка; *2* — шкала; *3* — переходная панель; *4* — винт настройки; *5* — ввод проводов; *б* — принципиальная схема; *1* — сильфонная коробка; *2* — сильфон большего давления; *3* — сильфон меньшего давления; *4* — шток с толкателем; *5* — поворотный рычаг; *6* — коромысло; *7* — пружина дифференциала; *8* — пружина настройки срабатывания; *9* — трубка для подачи низкого давления

шего — в верхнем) на спаянные днища сильфоны поднимаются. Вместе с ними перемещается шток с толкателем, воздействующим на поворотный угловой рычаг. Аналогично тому, как в датчике-реле низкого давления, рычаг действует на контактный переключатель.

В датчиках-реле разности давлений настройка дифференциала не предусмотрена, поэтому соответствующий винт настройки находится внутри корпуса прибора. Этим винтом пользуются при настройке прибора на заводе-изготовителе.

Ранее выпускались и в большом количестве находятся в эксплуатации датчики-реле разности давлений, в которых сильфоны большего и меньшего давлений расположены по разные стороны механизма движения. Оба сильфона воздействуют на один шток, который перемещается под действием разности контролируемых давлений.

Датчики-реле температуры предназначены для позиционного регулирования температуры. Их используют для двухпозиционного регулирования температуры охлаждаемого объекта (подачей сигналов на включение — выключение компрессора или электромагнитного вентиля), а также для защиты компрессора, обычно большой холодопроизводительности, от недопустимого повышения температуры нагнетания или температуры масла, или для защиты испарителя от недопустимого понижения температуры хладоносителя.

В холодильной технике применяют манометрические и электронные датчики-реле температуры.

В манометрических датчиках-реле температуры (рис. 4) в качестве чувствительного элемента (преобразователя) служит манометрическая термосистема, представляющая собой замкнутый объем (включает сильфонную коробку, термобаллон и капиллярную трубку), заполненный веществом, давление которого зависит от температуры. При изменении контролируемой температуры, воспринимаемой термобаллоном, изменяется давление наполнителя термосистемы, действующее на внешнюю поверхность сильфона в сильфонной коробке и далее на механизм движения и контактное устройство.

Термобаллон может присоеди-

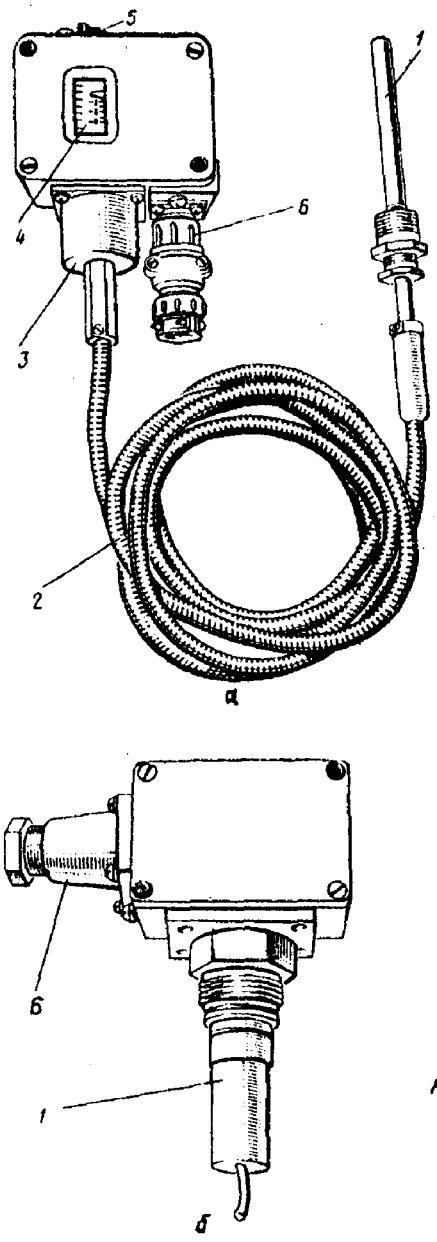
няться к сильфонной коробке через капиллярную трубку (дистанционная термосистема) или непосредственно (местная термосистема). При дистанционной термосистеме температуру можно регулировать на некотором расстоянии от места установки прибора.

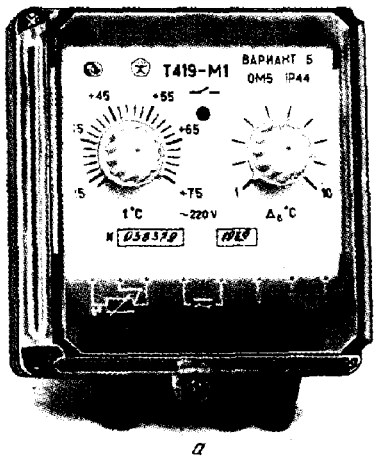
Датчики-реле температуры бывают со шкалой и бесшкальные. Последние обычно имеют постоянный нерегулируемый дифференциал, узел настройки дифференциала у них отсутствует.

Узел настройки срабатывания есть у датчиков-реле температуры всех типов.

Принципиальная схема дистанционных датчиков-реле температуры такая же, как одинарных датчиков-реле давления, только в первых на наружную поверхность сильфона действует давление наполнителя термосистемы, а во вторых — контролируемое давление.

В электронных датчиках-реле температуры (рис. 5) в





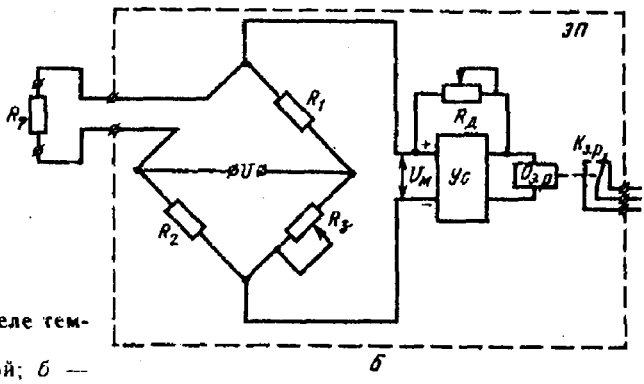


РИС. 4. Манометрические датчики-реле температуры:
а — с дистанционной термосистемой; *б* — с местной термосистемой; *1* — термобаллон; *2* — капиллярная трубка; *3* — сильфонная коробка; *4* — шкалы настройки; *5* — винты настройки; *6* — ввод проводов

РИС. 5. Общий вид (*а*) и принципиальная схема (*б*) электронного датчика-реле температуры

5-481

качестве преобразователя используют стандартный термопреобразователь сопротивления, электрическое сопротивление которого зависит от температуры. Сигнал с термопреобразователя сопротивления подается в электронный преобразователь *ЭП*, принцип действия которого основан на мостовом методе измерения температуры.

В измерительный мост входят четыре резистора: $R_т$ — термопреобразователь сопротивления, $R_з$ — задатчик, R_1, R_2 — балластные. При условии $R_тR_з=R_1R_2$ измерительный мост находится в равновесном состоянии, т. е. независимо от питающего напряжения U напряжение на выходе моста $U_м$ равно нулю. При изменении сопротивления резистора $R_т$ равновесие нарушается, на выходе моста появляется напряжение разбаланса, знак которого зависит от направления рассогласования.

Напряжение разбаланса поступает на вход усилителя *Ус*. При условии превышения порога срабатывания усилителя с его выхода подается сигнал на обмотку электромагнитного реле $О_{э.р}$, что приводит к срабатыванию его контактов $К_{э.р}$. При отклонении сопротивления резистора $R_т$ в обратную сторону и снижении разбаланса моста напряжение с обмотки электромагнитного реле снимается.

Из условия равновесия моста видно, что при изменении положения задатчика резистора $R_з$ изменяется равновесное сопротивление резистора $R_т$, т. е. уставка прибора.

Пороги чувствительности усилителя при прямом и обратном изменениях сигнала не совпадают. Имеется некоторый минимальный дифференциал, определяемый сопротивлением введенного в цепь регулируемого резистора $R_д$.

Питание схемы осуществляется от сети или от источника постоянного тока через встроенные преобразователи, которые обеспечивают подачу постоянного напряжения в несколько вольт на измерительный мост и другие элементы схемы.

Электронные датчики-реле температуры по сравнению с манометрическими имеют возможность настройки на меньший дифференциал, что повышает точность регулирования. Расстояние между прибором и чувствительным элементом может быть существенно увеличено.

Монтаж и эксплуатация датчиков-реле

Допускается монтаж датчиков-реле на горизонтальных или вертикальных и наклонных поверхностях (щитках) чувствительной системой вниз. На задней стенке приборов многих модификаций сделаны отверстия для крепления к стене, когда есть доступ сзади. Если его нет, то прибор крепят через переходную панель, закрепляемую предварительно на задней стенке прибора.

Малогабаритные приборы крепят с помощью резьбовой втулки и гайки, при этом весь прибор находится за щитком, а на обслуживаемую сторону выходит только винт настройки.

Датчики-реле температуры с местной термосистемой устанавливают в место контроля температуры и подключают через штуцер.

Чувствительный элемент датчиков-реле температуры подвешивают в воздухе или устанавливают на трубе с соблюдением тех же рекомендаций, что и при монтаже термобаллона ТРВ. Имеются модификации термобаллона со штуцером и со штуцером и защитным кожухом, что позволяет помещать термобаллон в трубу или в аппарат и контролировать температуру как неагрессивных, так и агрессивных сред.

Отбор давления в чувствительную систему датчиков-реле давления и разности давлений рекомендуется выполнять с верхней образующей трубы во избежание засорения.

Подводимые к прибору провода надо уплотнить сальником, что предохранит контакты от пыли и загрязнений.

Наиболее типичные неисправности: загрязнение или подгорание контактов, поломка капиллярной трубки и, чрезвычайно редко, разрыв сильфона. Контакты может зачистить слесарь-приборист. При других неисправностях требуется замена прибора.

ТЕМА 16

Охрана труда и техника безопасности при эксплуатации аммиачных холодильных установок

В настоящее время на промышленных предприятиях широко используются холодильные установки, работающие на аммиаке (хладагент R717), обладающем хорошими термодинамическими свойствами.

Свойства аммиака

Аммиак (NH_3) — бесцветный газ 4-го класса опасности.

Температура кипения при атмосферном давлении (760 мм рт. ст.) равна -33,4°С.

Предельно допустимое объемное содержание аммиака в воздухе рабочей зоны 0,02 мг/л. При утечке его объемное содержание, которое не вызывает последствий у людей в течение 60 мин, — 0,25 мг/л, опасное для жизни — 0,35...0,7 мг/л, вызывающее смертельный исход при воздействии в течение 30 — 60 мин — 1,5...2,7 мг/л.

Аммиак обладает резким удушливым запахом. Человек чувствует его даже при незначительной концентрации в воздухе (0,035 мг/л).

При вдыхании небольшого количества паров аммиака наблюдаются кашель, сухость и боль в горле, жжение в зеве и гортани, охриплость или потеря голоса, чихание, набухание слизистых оболочек. При высокой концентрации могут быть ожоги глаз, носовой полости, горла, отек гортани, легких, затрудненное дыхание, сильный кашель, удушье, рвота. Возможны также: головокружение, ослабление пульса, понижение кровяного давления, похолодание конечностей, судороги, потеря сознания.

Жидкий аммиак вызывает тяжелые ожоги кожи. Попадание его в глаза может привести к слепоте.

Аммиак — горючий газ. Температура воспламенения 630°С. Воспламенение может произойти при объемном содержании его в воздухе свыше 11% (78,5 мг/л) и наличии открытого пламени.

При объемном содержании паров аммиака в воздухе от 15 до 28% (107...200 мг/л) смесь является взрывоопасной. Наибольшее давление взрыва аммиачно-воздушной смеси составляет около 0,45 МПа (4,5 кгс/см²). Скорость взрыва, в зависимости от концентрации смеси, колеблется от 0,3 до 0,5 м/с.

Аммиак химически инертен к черным металлам, поэтому для изготовления аммиачного холодильного оборудования, трубопроводов, арматуры используют различные марки стали и чугуна. Аммиак воздействует на медь, цинк и их сплавы (особенно в присутствии воды), растворяет обычную резину. Поэтому из сплавов цветных металлов применяют только высокооловянистые бронзы, алюминиево-кремнистые сплавы, баббиты.

Поскольку аммиачные холодильные установки работают на опасном хладагенте и при большом давлении, при их эксплуатации должны строго соблюдаться требования Правил устройства и безопасной эксплуатации аммиачных холодильных установок (М.: НПО «Агрохолодпром», 1991). Несоблюдение Правил может привести к очень тяжелым последствиям не только для обслуживающего персонала холодильных установок, но и окружающих людей.

Первая помощь при поражении аммиаком

Обслуживающий персонал аммиачной холодильной установки должен уметь оказывать первую помощь пострадавшим от аммиака.

При отравлении аммиаком пострадавшего следует немедленно вывести (вынести) на свежий воздух или в чистое теплое помещение. Если дыхание прекратилось, необходимо сделать искусственное дыхание, вызвать врача. Пострадавшего необходимо освободить от стесняющей дыхание одежды (при возможности — сменить ее), предоставить ему полный покой и доступ свежего воздуха, сделать ингаляцию теплым паром 1 — 2%-ного раствора лимонной кислоты (через бумажную трубочку из чайника).

Для нейтрализации аммиака, попавшего в органы пищеварения, следует пить сладкий чай, лимонад или 3%-ный раствор молочной кислоты.

Во всех случаях отравления рекомендуется вдыхать кислород в течение 30 — 45 мин, согреть пострадавшего, обложив грелками. При этом, ввиду возможного снижения у него болевой чувствительности, надо соблюдать осторожность, чтобы не вызвать ожогов грелками.

При раздражении носоглотки нужно полоскать ее 2%-ным раствором пищевой соды или водой. Независимо от состояния пострадавший должен быть направлен к врачу.

В случае удушья, кашля пострадавшего следует транспортировать в лежачем положении.

При попадании жидкого аммиака на кожу обожженный участок поливают обильной струей чистой воды. При поражении конечности ее окунают в теплую (35...40°С) воду на 5 — 10 мин. В случае поражения большой поверхности тела делают общую теплую ванну, после которой кожу хорошо осушают вбирающим воду полотенцем (растирание недопустимо). Затем на пораженный участок накладывают мазевую повязку (с мазью Вишневского или пенициллиновой мазью). Если мази нет, можно использовать несоленое сливочное или подсолнечное масло (очень хорошо — облепиховое).

При образовании на коже пузырей их нельзя ни вскрывать, ни растирать, следует только наложить на них мазевую повязку.

При попадании аммиака в глаза необходимо немедленно обильно промыть их чистой водой комнатной температуры. Нельзя забинтовывать глаза и накладывать на них повязку. До осмотра врачом глаза защищают темными очками-консервами.

Для оказания доврачебной помощи в машинном отделении аммиачной холодильной установки обязательно должна быть аптечка со следующим минимальным набором медицинских средств: 1—2%-ный раствор лимонной кислоты; 3%-ный раствор молочной кислоты; 2—4%-ный раствор борной кислоты; 1%-ный раствор новокаина, кодеина (или дионина), этиловый спирт, сода, бинты, вата, марлевые салфетки, мазь Вишневского (или пенициллиновая мазь), йод.

Средства индивидуальной защиты

В соответствии с требованиями Правил в компрессорных цехах аммиачных холодильных установок должны храниться в специальном шкафу у выхода из машинного (аппаратного) отделения фильтрующие противогазы марки КД для всех работников цеха. Снаружи машинного (аппаратного) отделения рядом с входной дверью в шкафу должно быть столько же запасных противогазов марки КД. Здесь же должны лежать запасные фильтры к ним (для наибольшего числа рабочих, занятых в одну смену).

Противогазы марки КД должны быть также в шкафу в коридоре (вестибюле) прилегающем к холодиль-

ным камерам с устройствами непосредственного охлаждения, а также в производственных цехах, где установлено технологическое оборудование с непосредственным охлаждением аммиаком. Число этих противогазов должно соответствовать числу одновременно работающих в указанных камерах и цехах.

Противогазы типа КД применяют только при объемной доле свободного кислорода в воздухе не менее 18% и аммиака не более 0,5%. В противном случае должны использоваться изолирующие противогазы.

Противогазы типа КД состоят из маски, гофрированной трубки и фильтрующей коробки.

Промышленность выпускает фильтрующие коробки нескольких модификаций: металлические — марок КД, КД с индексом 8 без аэрозольного фильтра, КД с аэрозольным фильтром для дополнительной защиты от пыли, дыма, тумана, с защитным действием соответственно 240, 120 и 120 мин; пластмассовые — марок МКПФ с аэрозольным фильтром и МКП без фильтра, с защитным действием соответственно 30 и 75 мин.

Гарантийный срок хранения новой коробки противогаза марки КД 5 лет.

Важным условием безопасной работы в противогазе является правильный выбор размера шлема-маски. Его определяют по сумме двух измерений — длине круговой линии, проходящей по подбородку, щекам и через высшую точку головы, и длине полуокружности от отверстия одного уха до отверстия другого по лбу через надбровные дуги.

Сумма двух измерений, см	Размер шлема-маски
До 93	0
От 93 до 95	1
От 95 до 99	2
От 99 до 103	3
От 103 и выше	4

Приступая к работе в противогазе, необходимо проверить его исправность. Для этого надевают шлем-маску, закрывают отверстие в дне коробки (резиновой пробкой или ладонью) и делают 3 — 4 глубоких вдоха. Если дышать невозможно — противогаз в целом исправен (герметичен). Если воздух при вдохе поступает, значит, противогаз неисправен и пользоваться им нельзя.

Для уточнения места неисправности проверяют отдельно шлем-маску, гофрированную трубку и фильтрующую коробку.

Для проверки маски надо перегнуть и плотно зажать рукой гофрированную трубку под клапанной коробкой, для *проверки гофрированной трубки* — сделать выдох и плотно зажать рукой гофрированную трубку внизу и у горловины фильтрующей коробки, для *проверки фильтрующей коробки* — закрыть отверстие в дне коробки (резиновой пробкой или ладонью). В каждом случае затем делают 3 — 4 глубоких вдоха. Если дышать невозможно — проверяемый элемент противогаза исправен.

В противном случае устраняют неисправности. Подгоняют маску, проверяют выдыхательный клапан и повторно маску. При неисправности фильтрующей коробки ее заменяют новой.

При аварии холодильной установки или утечке из системы большого количества аммиака, когда концентрация его в воздухе превышает 0,5%, фильтрующие противогазы не спасают человека. Поэтому Правила требуют для этих случаев иметь в машинном отделении три изолирующих дыхательных аппарата сжатого воздуха типа АСВ (или изолирующих противогаза типа ИП). Изолирующие аппараты (противогазы) можно использовать при любой концентрации аммиака в воздухе, так

как они являются автономными устройствами.

Персонал, работающий в противогазах (аппаратах АСВ), необходимо периодически инструктировать, как ими пользоваться и содержать их. Обычно это совмещают с проведением повторного инструктажа на рабочем месте.

При авариях, сопровождаемых выбросом больших количеств аммиака, аммиачно-воздушная смесь высокой концентрации преграждает выход из компрессорного цеха. Преодолеть эту зону без средств индивидуальной защиты невозможно. Поэтому Правила требуют, чтобы обслуживающий персонал во время работы постоянно имел при себе противогаз марки КД.

Работа в загазованном аммиаком помещении по устранению последствий аварии (утечки аммиака) разрешается только при наличии наряда-допуска. При этом вне загазованной зоны должен находиться наблюдающий с противогазом. Общее руководство аварийными работами осуществляет ответственное лицо из числа инженерно-технических работников.

Рабочие и инженерно-технические работники обеспечиваются также защитной спецодеждой, спецобувью и индивидуальными средствами защиты в соответствии с типовыми отраслевыми нормами.

На каждом предприятии у начальника компрессорного цеха должно быть не менее трех костюмов, предназначенных для проведения аварийных работ в загазованном аммиаком помещении.

На все противогазы индивидуального пользования заводятся карточки учета, в которые заносятся следующие данные: дата выдачи, дата осмотра и очередной проверки, кому выдан, место хранения. На сумку противогаза прикрепляется бирка с фамилией и инициалами работника.

Организация безопасной эксплуатации аммиачных холодильных установок

Для обеспечения безопасной эксплуатации аммиачных холодильных установок на каждом предприятии приказом руководителя из числа инженерно-технических работников назначаются:

лицо, ответственное за исправное состояние, правильное и безопасное действие оборудования, трубопроводов и устройств холодильной установки (как правило, начальник компрессорного цеха);

лицо, осуществляющее надзор за техническим состоянием и безопасной эксплуатацией холодильной установки и соблюдением требований Правил устройства и безопасной эксплуатации аммиачных холодильных установок (обычно — главный механик предприятия).

На администрацию предприятия возлагается проведение инструктажа рабочих и служащих по технике безопасности, производственной санитарии, противопожарной охране и другим правилам охраны труда.

Служба охраны труда и администрация предприятия должны вести постоянный контроль за соблюдением работающими всех требований инструкций по эксплуатации холодильного оборудования (машин, аппаратов, сосудов, охлаждающих устройств, холодильной установки в целом) и инструкций по охране труда при эксплуатации этого оборудования (оказание доврачебной помощи при отравлении аммиаком, действия персонала по ликвидации прорыва аммиака и при возникновении аварийной ситуации).

Инструкции по эксплуатации холодильного оборудования и по охране труда доводят (под расписку) до каждого машиниста холодильной установки и вывешивают на видном месте.

Кроме этих инструкций, в ма-

шинном отделении должны быть вывешены инструкции по:

устройству и эксплуатации аммиачных холодильных установок;

эксплуатации холодильной системы (охлаждающих устройств);

обслуживанию контрольно-измерительных приборов и автоматики;

пожарной безопасности.

В машинном отделении должны быть вывешены также годовые и месячные графики проведения планово-предупредительного ремонта, схемы аммиачных, рассольных, масляных и водяных трубопроводов с пронумерованными запорной арматурой и приборами автоматики, указатели мест нахождения средств индивидуальной защиты, номера телефонов скорой помощи, пожарной команды, диспетчера электросети, штаба гражданской обороны, милиции, ближайшей воинской части, начальника компрессорного цеха (домашний телефон), номера телефонов и адрес организации, обслуживающей автоматизированную холодильную установку.

К обслуживанию аммиачных холодильных установок допускаются лица не моложе 18 лет, прошедшие медицинское освидетельствование и имеющие свидетельство об окончании специального учебного заведения или курсов.

Так как каждая аммиачная холодильная установка имеет свои особенности, к самостоятельной работе машинисты допускаются только после прохождения стажировки сроком не менее 1 месяца и проверки знаний после ее окончания.

Цель стажировки — приобретение практических навыков в эксплуатации аммиачной холодильной установки данного предприятия. Ее должны проводить опытные наставники со стажем работы на предприятии не менее 1 года. При этом допуск к стажировке и самостоятельной работе осуществляется распоряжением по предприятию.

Машинисты проходят также вводный инструктаж и инструктаж на рабочем месте, которые обязательны для всех вновь поступающих на работу, независимо от их стажа и квалификации.

Вводный инструктаж проводит инженер по технике безопасности. Цель его — дать общие сведения по технике безопасности, производственной санитарии, правилам поведения на территории и в цехах предприятия.

В соответствии с утвержденной главным инженером предприятия инструкцией вводный инструктаж знакомит со специфическими условиями работы компрессорного цеха, основными требованиями Правил техники безопасности для аммиачных холодильных установок, приемами и методами оказания доврачебной помощи при отравлении аммиаком.

Инструктаж на рабочем месте подразделяется на первичный, периодический повторный и внеплановый.

Первичный инструктаж проводит начальник компрессорного цеха перед допуском к работе принятых в цех рабочих в соответствии с программой, утвержденной главным инженером предприятия.

В программу первичного инструктажа входит ознакомление рабочего:

со схемой холодильной установки, назначением и конструкцией каждой машины, аппарата, сосуда, а также с контрольно-измерительными, регулирующими, защитными и предохранительными приборами и устройствами;

инструкциями по эксплуатации оборудования, входящего в состав холодильной установки;

порядком подготовки к работе, включая осмотр оборудования, приборов, предохранительных устройств, инструмента, приспособлений с обязательным сообщением о всех выявленных неисправностях начальнику цеха или механику;

безопасными приемами при обслуживании холодильной установки и ее ремонте;

оптимальным режимом работы холодильной установки и признаками ее неисправности, правильными действиями при опасных режимах работы и в аварийных ситуациях;

порядком аварийной остановки (отключения) оборудования;

инструкциями по технике безопасности, производственной санитарии, пожарной безопасности;

правилами выявления и устранения утечек аммиака;

назначением предохранительных приспособлений и средств индивидуальной защиты и правилами пользования ими;

правилами безопасной эксплуатации имеющихся в компрессорном цехе подъемно-транспортных механизмов и электрооборудования;

порядком ведения суточного журнала работы компрессорного цеха.

Периодический повторный инструктаж проводят по той же программе, что и первичный, не реже, чем через каждые 3 месяца, по указанию и под контролем начальника компрессорного цеха.

Внеплановый инструктаж по безопасным приемам работы проводят при внесении изменений в схему холодильной установки, нарушении кем-либо из работающих правил и инструкций по технике безопасности, после имевших место несчастных случаев и аварий. Он возложен на тех же лиц, в обязанности которых входит проведение первичного и периодического повторного инструктажей.

Все виды инструктажа регистрируют в специальном журнале с указанием фамилии, имени и отчества инструктируемого, его должности, даты инструктажа, номера и наименования инструкции (программы), по которой он проведен. Обязательны подписи лиц, проводившего и получившего инструктаж, а также начальника компрессорного цеха, допустившего инструктируемого к работе.

Машинисты аммиачных холодильных установок проходят также ежегодную проверку знаний (аттестацию) в квалификационных комиссиях и курсовое обучение по технике безопасности.

Результаты проверки знаний заносятся в специальный журнал, где указывается дата проверки и оценивается знание каждого проверяемого.

ТЕМА 17

Требования к помещениям и оборудованию аммиачных холодильных установок

К оборудованию аммиачных холодильных установок и помещениям, в которых их размещают, предъявляется ряд особых требований, что вызвано взрывоопасностью, горючестью и токсичностью аммиака.

В соответствии с действующими нормативными документами [3, 6] помещения машинных, аппаратных и конденсаторных отделений по взрывопожарной и пожарной опасности относят к категории А, камеры с температурой воздуха выше 10 °С — к категории В, камеры с температурой 10 °С и ниже, а также помещения аммиачных распределительных устройств, производственных цехов с технологическим оборудованием, работающим на аммиаке, — к категории Д.

Категория помещения определяет требования к его проектированию (месторасположение, количество эвакуационных выходов, площадь легкосбрасываемых конструкций, устройство вентиляции и т. д.).

Наиболее жесткие требования предъявляются к помещениям, относимым к категории А, наименее жесткие — к помещениям категории Д.

Машинные и аппаратные отделения аммиачных холодильных установок размещают в отдельно стоящих одноэтажных бесподвальных зданиях, в пристройках к зданиям холодильников или одноэтажным зданиям производственных цехов, а также внутри одноэтажных или на первом этаже многоэтажных холодильников.

Машинные и аппаратные отделения в пристройках отделяют от зданий противопожарными стенами [6, 9, 10], а внутри зданий от других помещений — противопожарными перегородками и перекрытиями.

Аппаратные и конденсаторные отделения могут быть расположены над машинными отделениями.

Над машинными и аппаратными отделениями не должны находиться помещения с постоянными рабочими местами, а также административные и бытовые помещения.

Помещения машинного и аппаратного отделений проектируют не менее чем с двумя максимально удаленными друг от друга выходами, один из которых должен быть непосредственно наружу. В аппаратном отделении, смежном с машинным, кроме соединяющей их двери, должна быть дверь, выходящая наружу. При невозможности устройства наружного выхода располагать аппаратное отделение в обособленном помещении нельзя. Допускается выход через тамбур-шлюз в коридор подсобно-бытовых помещений машинного отделения, имеющего выход наружу.

Категория помещения	Характеристика веществ и материалов, находящихся (обращающихся) в помещении
А взрывопожароопасная	Горючие газы, легковоспламеняющиеся жидкости с температурой вспышки не более 28 °С в таком количестве, что могут образовывать взрывоопасные парогазовоздушные смеси, при воспламенении которых развивается расчетное избыточное давление взрыва в помещении, превышающее 5 кПа. Вещества и материалы, способные взрываться и гореть при взаимодействии с водой, кислородом воздуха или друг с другом в таком количестве, что расчетное избыточное давление взрыва в помещении превышает 5 кПа (0,05 атм).
Б взрывопожароопасная	Горючие пыли или волокна, легковоспламеняющиеся жидкости с температурой вспышки выше 28 °С. Горючие жидкости в таком количестве, что могут образовывать взрывоопасные пылевоздушные или паровоздушные смеси, при воспламенении которых развивается избыточное давление взрыва в помещении, превышающее 5 кПа (0,05 атм).
В пожароопасная	Легковоспламеняющиеся, горючие и трудногорючие жидкости, твердые горючие и трудногорючие вещества и материалы. Вещества и материалы, способные при взаимодействии с водой, кислородом воздуха или друг с другом только гореть, при условии, что помещения, в которых они имеются в наличии или обращаются, не относятся к категории А или Б.
Г	Негорючие вещества и материалы в горячем, раскаленном или расплавленном состоянии, процесс обработки которых сопровождается выделением лучистого тепла, искр и пламени. Горючие газы, жидкости и твердые вещества, которые сжигаются или утилизируются в качестве топлива.
Д	Негорючие вещества и материалы в холодном состоянии

Общая длина прохода из любой точки машинного и аппаратного отделений до выхода должна быть не более 30 м.

В машинном (аппаратном) отделении один из выходов может быть в помещение командного пункта автоматизации (в котором есть выход наружу) через тамбур-шлюз, имеющий подпор воздуха.

Всего один выход допустим из машинного (аппаратного) отделения площадью не более 40 $м^2$. В этом случае холодильную установку размещают у стены, противоположной выходу, таким образом, чтобы в процессе эксплуатации исключалась необходимость нахождения обслуживающего персонала за холодильной установкой.

В помещениях машинных и аппаратных отделений разрешается устройство открытого приямка глубиной до 2,5 м для установки аппаратов и насосов. В нем должны быть предусмотрены не менее двух лестниц, а при глубине приямка более 2 м — выход непосредственно наружу. Высота ограждения приямка не менее 1,1 м.

Двери машинного (аппаратного) отделения должны открываться только в сторону выхода. По правилам техники безопасности они не могут выходить непосредственно в производственные помещения или связанные с ними коридоры и лестничные клетки.

Заглубление пола машинного (аппаратного) отделения ниже планировочной отметки территории запрещается.

Высота машинного отделения от низа несущих конструкций должна быть не менее 4,8 м (в реконструируемых зданиях допускается высота не менее 3,6 м), аппаратного отделения — не менее 3,6 м (в реконструируемых зданиях — не менее 3,0 м).

Ограждающие конструкции здания машинного (аппаратного) и конденсаторного отделений должны иметь легко сбрасываемые при взрыве элементы (окна, двери и др.) общей площадью не менее 0,05 $м^2$ на 1 $м^3$ объема здания. При этом оконные переплеты должны быть застеклены обычным оконным стеклом.

Машинные, аппаратные и конденсаторные отделения оборудуют системами приточно-вытяжной и аварийной вытяжной механической вентиляции [6, 8]. Они должны обеспечивать кратность воздухообмена (в час): приточная — не менее 2; вытяжная — с превышением притока до 1 объема; аварийная вытяжная — не менее 8 (без учета производительности вытяжной вентиляции).

В бытовых помещениях машинного (аппаратного) отделения предусматривают отдельную систему вентиляции.

Пуск аварийной вентиляции машинного (аппаратного) и конденсаторного отделений должен быть как изнутри помещений (пусковая кнопка находится около каждого выхода), так и снаружи. При этом наружные кнопки используют только в аварийных ситуациях, так как они одновременно с включением аварийной вентиляции отключают электропитание всего холодильного оборудования. Электропитание аварийной вентиляции проектируют двойным — от основного и независимого от него источников. На предприятиях, которые имеют

один ввод электроэнергии (например, холодильники емкостью 600 т и менее), все системы вентиляции присоединяют только к основному источнику питания.

При периодическом обслуживании автоматизированных холодильных установок обязательна установка индикаторов утечки и сигнализаторов аварийной концентрации паров аммиака в воздухе помещений.

При концентрации паров аммиака более 500 мг/м^3 (0,07 %) индикаторы утечки посылают предупредительный сигнал в помещение, где постоянно дежурит обслуживающий персонал, и включают вытяжную вентиляцию. При концентрации паров аммиака 1500 мг/м^3 (0,21 %) сигнализаторы аварийной концентрации отключают электропитание всей холодильной установки и одновременно включают аварийную вентиляцию, световую и звуковую сигнализации и табло над входом в машинное (аппаратное) отделение, предупреждающее о загазованности помещения.

Правила техники безопасности запрещают размещение электрораспределительных устройств и трансформаторных подстанций непосредственно в машинных (аппаратных) и конденсаторных отделениях. При наличии центральных командных пунктов управления автоматизированными аммиачными холодильными установками устройства сигнализации, управления и регулирования размещают в обособленном помещении, смежном с машинным (аппаратным) отделением. В разделяющей их стене может быть окно. В помещении командного пункта необходимо поддерживать подпор воздуха с помощью автономной системы вентиляции.

Параметры воздуха в машинном (аппаратном) отделении должны соответствовать требованиям ГОСТа [2].

Система отопления обеспечивает в помещениях расчетную температуру воздуха не ниже 16 °С (при неработающем оборудовании).

Рабочее и аварийное освещение машинных (аппаратных) и конденсаторных отделений должно отвечать требованиям нормативных документов [6, 7].

Аварийное освещение (от независимого источника) автоматически включается при отключении рабочего освещения. Если предприятие имеет два ввода электропитания, то рабочие светильники присоединяют к одному трансформатору, а аварийные — к другому. На предприятиях с одним вводом электропитания в качестве независимого источника используют аккумуляторные батареи.

Для местного освещения при ремонте, чистке внутри сосудов, аппаратов, компрессоров применяют светильники, рассчитанные на напряжение не более 12 В.

Машинные (аппаратные) отделения и наружные конденсаторно-ресиверные установки должны иметь устройства молниезащиты II категории.

Охлаждаемые помещения с температурой 0 °С и ниже оборудуют системой сигнализации «Человек в камере», выдающей сигнал в помещение, где постоянно дежурит обслуживающий персонал. Устройства для подачи свето-звукового сигнала размещают около дверей внутри охлаждаемых помещений на

высоте не более 0,5 м от пола, снабжают светящимися указателями и защищают от повреждений. Загромождать эти устройства грузом категорически запрещается.

Для создания безопасных условий труда обслуживающего персонала необходимо соблюдать ряд требований к устройству и размещению аммиачного холодильного оборудования. Установлена обязательная ширина проходов: основного прохода (в свету при высоте не менее 1,9 м) не менее 1,5 м, между выступающими частями компрессоров не менее 1 м, между гладкой стеной и компрессором или аппаратом не менее 0,8 м, если он не является проходом для обслуживающего персонала (допускается установка аппаратов у стен без проходов).

При расположении машинного (аппаратного) отделения в помещении с внутренними колоннами расстояние от колонны до выступающих частей оборудования допускается 0,7 м (при наличии других проходов нормальной величины).

Оборудование и арматура на уровне выше 1,8 м от пола обслуживаются с металлических площадок с обеспечивающим безопасность ограждением высотой не менее 1 м и лестницей. При длине площадки более 6 м лестницы должны быть с обеих сторон. Обслуживание аммиачной запорной арматуры, расположенной на высоте до 3 м от пола (или площадки) и используемой в редких случаях (при пуске, ремонте системы), допускается с переносной лестницы (стремянки).

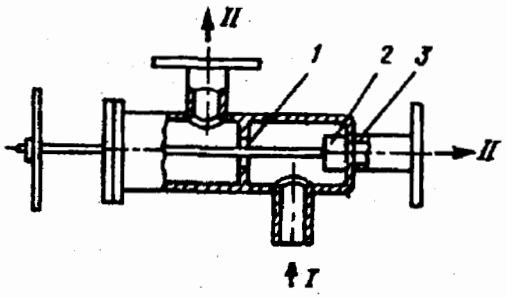
Аппараты (сосуды) высокого давления (конденсаторы, линейные ресиверы, маслоотделители) рекомендуется размещать снаружи здания, вблизи, но не ближе 0,8 м, от машинного (аппаратного) отделения. Возможность размещения указанного выше оборудования снаружи в конкретной климатической зоне определяется диапазоном допустимых температур, указанных в документации завода-изготовителя.

В аммиачных холодильных установках могут применяться аппараты (сосуды), изготовленные по нормативно-технической документации, согласованной, утвержденной и зарегистрированной в установленном порядке.

Каждый аппарат (сосуд), работающий под давлением, в соответствии с Правилами [5]* должен быть снабжен пружинным предохранительным клапаном для защиты от повышения давления выше допустимого значения. Между клапаном и аппаратом (сосудом) не разрешается устанавливать какие-либо запорные устройства, кроме трехходового вентиля с двумя предохранительными клапанами (см. рисунок), при условии, что при любом положении шпинделя вентиля аппарат (сосуд) будет соединен с одним из клапанов.

---

*Правила [5] распространяются на аппараты (сосуды), у которых произведение вместимости (в литрах) на избыточное давление (в кгс/см^2) превышает 200.



Принципиальная схема трехходового вентиля:
I — пары аммиака из аппарата (сосуда); *II* — пары аммиака к предохранительному клапану; *1, 3* — седло; *2* — золотник

Из рисунка видно, что золотник *2*, перекрывая седло *1* или *3*, соединяет с сосудом один из предохранительных клапанов.

Присоединение предохранительных клапанов к аппарату (сосуду) с помощью трехходового вентиля удобно в эксплуатации, так как позволяет снять клапан для проверки без освобождения аппарата (сосуда) от аммиака, обеспечивает непрерывность работы оборудования и уменьшает потери аммиака.

Пары аммиака выпускаются в атмосферу через предохранительные клапаны по общему трубопроводу аварийного выброса. Верхний конец выводимой наружу трубы должен быть на 1 м выше конька крыши самого высокого здания в радиусе 50 м и при этом не ниже 6 м от земли и 3 м от площадок обслуживания, находящихся в радиусе 15 м. Устье трубы следует защищать от скопления атмосферных осадков, но направлять его вниз нельзя. Поперечное сечение общей трубы должно быть равно сумме сечений подводящих труб, если их четыре и менее, и половине суммы сечений, если подводящих труб более четырех.

На каждом компрессоре, аппарате, сосуде, насосе, а также на жидкостных, всасывающих, оттаивательных коллекторах должны быть установлены манометры (мановакуумметры) для визуального контроля за давлением аммиака. Разрешается применять только те манометры (мановакуумметры), на которых имеется надпись «аммиак», при этом класс точности их должен быть не ниже 2,5. Их устанавливают так, чтобы исключалась вибрация, а показания были отчетливо видны (циферблат располагают в вертикальной плоскости или с наклоном вперед до 30°).

При установке манометра (мановакуумметра) на высоте до 2 м от уровня пола (площадки обслуживания) его диаметр должен быть не менее 100 мм, от 2 до 3 м — не менее 160 мм. Установка манометров (мановакуумметров) на высоте более 3 м от уровня пола (площадки) не допускается.

У выбранного манометра предел измерения рабочего давления должен находиться во второй трети шкалы. На делении, соответствующем разрешенному рабочему давлению, наносится красная черта (прикрепляется окрашенная в красный цвет металлическая пластинка).

Для визуального наблюдения за уровнем жидкого аммиака в аппаратах (сосудах) применяют указатели с плоскими смотровыми стеклами и специальными отключающими устройствами (запорными устройствами вентильного типа). При поломке стекла шарик, находящийся внутри устройства, давлением аммиака прижимается к выходному отверстию и предотвращает выброс аммиака в помещение. Помещения аммиачных холодильных установок относят к взрывоопасным класса В-Iб [4]. В эту группу входят помещения, в которых находятся горючие газы (в частности, аммиак) с высоким нижним пределом концентрации воспламенения (15 % и более) и резким запахом при предельно допустимых концентрациях. К исполнению работающих в помещениях класса В-Iб электродвигателей, светильников, приборов автоматики предъявляется главное требование — иметь надежную защиту от взрыва газов в помещении.

Для обозначения степени защиты оболочки электрических приборов, аппаратов применяют буквы «IP» с двумя следующими за ними цифрами [1]. Первая цифра (от 0 до 6) обозначает степень защиты персонала от соприкосновения с находящимися под напряжением частями (или приближения к ним) и от соприкосновения с движущимися частями, расположенными внутри оболочки, а также степень защиты изделия от попадания внутрь твердых посторонних тел. Вторая цифра (от 0 до 8) обозначает степень защиты изделия от попадания воды.

Электрические устройства — стационарные (электродвигатели компрессоров, вентиляторов) и передвижные (электродвигатели кранов, талей), искрящие части (например, контактные кольца), стационарные электрические аппараты и приборы должны иметь оболочку со степенью защиты не менее IP-44.

Электрические аппараты и приборы, передвижные или являющиеся частью передвижных, ручные переносные, а также переносные светильники должны быть повышенной надежности против взрыва. Стационарные электрические светильники могут иметь степень защиты IP-53.

Только неукоснительное соблюдение при проектировании и монтаже аммиачных холодильных установок всех указанных требований к помещениям и оборудованию может обеспечить безопасные условия труда обслуживающего персонала.

Список литературы

1. Г О С Т 14254-80. Изделия электро-технические. Оболочки. Степени защиты.
2. Г О С Т 12.1.005-88. ССБТ. Воздух рабочей зоны. Общие санитарно-гигиенические требования.
3. О Н Т П 24-86. Определение категорий помещений и зданий по взрывопожарной и пожарной опасности. М.: 1985.
4. П р а в и л а устройства электроустановок. 6-е изд. М.: Энергоатомиздат, 1985.
5. П р а в и л а устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением.М.:Энергоатомиздат, 1990.
6. П р а в и л а устройства и безопасной эксплуатации аммиачных холодильных установок. М.: НПО "Агрохолодпром", 1991.
7. С Н и П II-4-79. Естественное и искусственное освещение.
8. С Н и П 2.04.05-56. Отопление, вентиляция и кондиционирование.
9. С Н и П 2.01.02-85. Противопожарные нормы.
10. С Н и П 2.11.02-87. Холодильники.

Озонобезопасная холодильная техника

Монреальским Протоколом по веществам, разрушающим озоновый слой (в рамках Венской Конвенции об охране окружающей среды), введены ограничения на производство и использование озоноразрушающих веществ, а также всей продукции с этими веществами.

К озоноразрушающим веществам относятся наиболее распространенные в холодильной технике хладагенты. Их озоноразрушающая активность определяется наличием атомов хлора в молекуле и оценивается потенциалом разрушения озона ODP.

По степени озоноразрушающей активности хладагенты делятся на две группы:

хладагенты с высокой озоноразрушающей активностью (ODP≥1,0) – это *хлор*фторуглероды (**ХФУ** или , по международному обозначению, **CFC**) R11, R12, R13, R113, R114, R115, R502, R503, R12B1, R13B1 (или иначе CFC11, CFC12, CFC13 и т.д.) и др.;

хладагенты с низкой озоноразрушающей активностью (ODP<0,1) – это гидро*хлор*фторуглероды (**ГХФУ** или , по международному обозначению, **HCFC**) R21, R22, R141b, R142b, R123, R124 (или иначе HCFC21, HCFC22, HCFC141b и т.д.) и др.

Все хладагенты, не содержащие атомов хлора (фторуглероды FC, гидрофторуглероды HFC, углеводороды HC и др.), считаются полностью озонобезопасными (ODP=0). Таковыми являются хладагенты R134, R134a, R152a, R143a, R125, R32, R23, R218, R116, RC318, R290, R600, R600a, R717 (аммиак) и др.

Монреальским Протоколом запрещено использование всех озоноопасных хладагентов группы CFC с 1 января 1996 г. Для менее озоноопасных хладагентов группы HCFC установлены более отдаленные сроки – сокращение их производства и использования с 2005 г. и полный запрет с 2020 г. (возможно ужесточение сроков).

Это определило пути современного развития холодильной техники на многие годы. В основе лежит поэтапный перевод всего холодильного оборудования на озонобезопасные хладагенты.

На первом этапе (переходный период) наряду с заменой хладагентов CFC озонобезопасными (HFC, FC) допускается замена их хладагентами HCFC, которые названы *переходными*.

Альтернативные хладагенты HCFC с низким потенциалом ODP не являются полностью озонобезопасными, однако в переходный

период их разрешенного легального существования все выпускаемое и действующее холодильное оборудование на HCFC (например, R22) условно можно считать озонобезопасным.

На втором этапе (после переходного периода) в результате перестройки и модернизации химической промышленности и всего холодильного сектора (производство и эксплуатация) все холодильное оборудование будет переведено на полностью озонобезопасные хладагенты.

Задача выбора альтернативных хладагентов в последнее время стала усложняться другим, наряду с озонобезопасностью, экологическим фактором – влиянием на глобальное потепление климата планеты. Хладагенты стали оценивать еще и по потенциалу глобального потепления GWP (его называют также *потенциал парникового эффекта*). Прогрессирующая роль оценки экологичности всех технических решений заставляет специалистов уже в настоящее время, до закрепления законодательных актов, отдавать предпочтение альтернативным хладагентам с более низким значением GWP.

Проблема озонобезопасной холодильной техники решается по двум направлениям:

создание и организация производства холодильных машин нового поколения, в которых используются озонобезопасные или переходные хладагенты и совместимые с ними холодильные масла, адсорбенты, материалы и комплектующие изделия;

перевод парка действующего холодильного оборудования на озонобезопасные или разрешенные переходные хладагенты.

Каждое направление имеет свои технические и экономические сложности и особенности, которые, в свою очередь, зависят от типа холодильного оборудования (бытовое, торговое или промышленное).

Общей и первоочередной задачей в обоих направлениях является разработка (подбор) новых или освоение уже предлагаемых на мировом рынке (товарных*) хладагентов, удовлетворяющих требованиям потребителей.

В таблице приведена номенклатура альтернативных хладагентов для различных групп холодильного оборудования в переходном и послепереходном периодах.

Поскольку термодинамические основы работы холодильной техники на альтернативных хладагентах принципиально не меняются, требования к ним во многом остаются такими же, как и к традиционным хладагентам.

Основные требования:

экологические – озонобезопасность, низкий потенциал глобального потепления (желательно), негорючесть, нетоксичность;

термодинамические – максимальная приближенность к заменяемым хладагентам по давлениям, температурам, удельной объемной холо-

---

* Товарные хладагенты продаются под разными торговыми названиями (в зависимости от фирмы-производителя), например: Suva 134a, Suva MP39 (фирма «Дюпон»), Forane 134a, Forane FX56 (фирма «Эльф Атокем») и др.

допроизводительности, холодильному коэффициенту;

эксплуатационные – термохимическая стабильность, химическая совместимость с материалами и холодильными маслами, достаточная взаимная растворимость с маслом для обеспечения его циркуляций, технологичность при применении;

экономические – наличие товарного производства, доступные цены.

Практически невозможно выбрать альтернативный хладагент, отвечающий всем перечисленным требованиям, поэтому предпочтение следует отдавать таким, которые удовлетворяют принципиальным и определяющим требованиям.

Альтернативными веществами могут быть чистые (простые) вещества и смеси (см. таблицу). Предпочтение прежде всего отдается *чистым веществам*.

Наиболее близким по термодинамике и практически единственно возможным из чистых веществ озонобезопасным заменителем для R12 является R134a (HFC134a). Его недостатки: меньшие удельная объемная холодопроизводительность и холодильный коэффициент при температурах кипения ниже −15 °С. Поэтому в холодильных машинах, работающих при температурах кипения ниже −15 °С, целесообразно применять хладагенты с более низкой нормальной температурой кипения либо компрессор с увеличенным часовым объемом, описываемым поршнями.

Для каскадных машин единственным полноценным заменителем R13 является чистый озонобезопасный R23 (HFC23).

Для замены R502 имеется близкий по термодинамике чистый хладагент R125 (HFC125), но его применение ограничено.

Среди чистых веществ пока не существует удовлетворительного заменителя для R22 (HCFC22): хладагент R218 (FC218) имеет огромный потенциал GWP и очень высокую стоимость; R143a (HFC143a) – горючее вещество с повышенными давлениями конденсации и нагнетания; R32 (FC32) – также горючее вещество с очень высокими давлениями конденсации и нагнетания. Требуется кардинальная модернизация и упрочнение компрессоров и аппаратуры (именно по этой причине для HCFC22 и других HCFC Монреальским Протоколом установлены более поздние сроки прекращения их применения). Вместе с тем хладагент R125 может служить альтернативным заменителем для R22 при допустимых условиях применения (умеренная температура конденсации, наличие регенеративного теплообменника и др.).

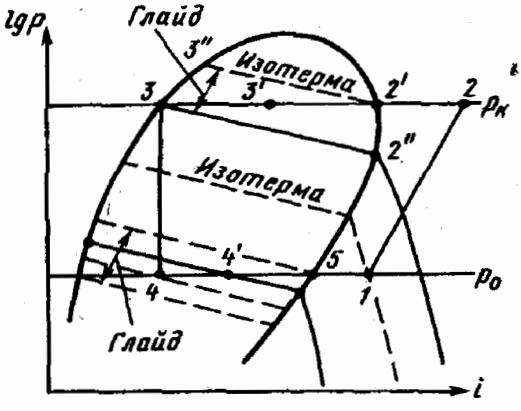
Недостатки чистых HFC – заменителей традиционных хладагентов обусловливают необходимость широкого применения *смесей веществ*.

Если ранее в качестве хладагентов применяли только азеотропные двухкомпонентные смеси (R502, R503), ведущие себя в диапазоне температур кипения-конденсации почти как чистые вещества, то в качестве альтернативных хладагентов вынужденно предлагаются квазиазеотропные (близкие к азеотропным) и неазеотропные двух-,

трех- и четырехкомпонентные смеси.

Предпочтение отдается смесям с меньшими значениями неизотермичности кипения и конденсации при постоянном давлении. *Неизотермичность* иначе называется *глайдом* или *скольжением температуры*, т.е. изменением ее на пути от входа к выходу испарителя (или конденсатора) в результате постепенного раздельного выкипания (конденсации) компонентов смеси (см. рисунок).

У квазиазеотропных смесей минимальная неизотермичность – 0,5...1 К, у неазеотропных смесей она на уровне 6...10 К. Многокомпонентные неазеотропные смеси, в отличие от двухкомпонентных (бинарных), обеспечивают более выгодный термодинамический цикл, более плавное протекание процессов кипения-конденсации, их состав меньше изменяется при утечках.



Термодинамический цикл на неазеотропной смеси:
3' – средняя температура конденсации ($t_{к\ ср}$); *4'* – средняя температура кипения ($t_{0\ ср}$); *2'* и *3'* – $t_{к\ max}$ и $t_{к\ min}$; *4* и *5* – $t_{0\ min}$ и $t_{0\ max}$

Для двух этапов перехода на новые хладагенты оказываются необходимыми оба типа смесей (см. таблицу).

Квазиазеотропные и неазеотропные смеси с компонентами FC, HFC и чистыми углеводородами полностью озонобезопасны. Добавление горючего углеводорода повышает термодинамическую эффективность смеси и обеспечивает необходимую взаимную растворимость ее с минеральным маслом. Большое содержание углеводорода в смеси делает ее горючей. Применять горючие смеси пока еще допускается только в герметичных системах бытовых холодильников и морозильников, в остальной холодильной технике – запрещается.

Эксплуатационно-технологической особенностью всех альтернативных полностью озонобезопасных хладагентов, как чистых, так и смесей, является их плохая взаимная растворимость с существующими минеральными, алкилбензольными и углеводородными маслами. Для холодильных машин на этих хладагентах разработаны новые синтетические полиэфирные масла различной вязкости, отличающиеся химической совместимостью с хладагентами, хорошими смазывающими свойствами. Главное достоинство этих масел – хорошая растворимость, в том числе при низких температурах, в жидкой фазе всех озонобезопасных хладагентов, что гарантирует устойчивую циркуляцию масла в системе. Недостаток – большая гигроскопичность, что осложняет эксплуатацию холодильных машин. Кроме того, эти масла дорогостоящие.

Группы холодильного оборудования	Альтернативные хладагенты						
	в переходном периоде (с ГХФУ)						после переходного периода (без ГХФУ) для нового и действующего оборудования вместо R12, R22, R502, R13
	для разрабатываемого оборудования вместо			для действующего оборудования вместо			
	R12	R22, R502	R13	R12	R22, R502	R13	
Бытовые холодильные приборы	R134a СМ-ГФУ			(R134a) (СМ-ГФУ) СМ-ГХФУ			R134a СМ-ГФУ
Торговое холодильное оборудование	R134a СМ-ГФУ R22(к) (СМ-ГХФУ)	R22 (R125) СМ-ГФУ(п)	R23 СМ-ГФУ	(R134a) R22(к) (СМ-ГФУ) СМ-ГХФУ	R22 (СМ-ГФУ)	R23 (СМ-ГФУ)	R134a (R125) R23 СМ-ГФУ
Промышленные холодильные машины и установки	R134a R22(к) СМ-ГФУ (СМ-ГХФУ)	R22 (R125) СМ-ГФУ	R23 СМ-ГФУ	(R134a) R22(к) (СМ-ГФУ) СМ-ГХФУ	R22 (R125) (СМ-ГФУ)	R23 (СМ-ГФУ)	R134a (R125) R23 СМ-ГФУ
Турбо-холодильные машины	R134a	R22 (R125) СМ-ГФУ		R134a	R22 (СМ-ГФУ)		R134a (R125) СМ-ГФУ

Примечания:
СМ-ГФУ – смесь на основе озонобезопасных компонентов;
СМ-ГХФУ — смесь на основе переходных (с добавлением озонобезопасных) компонентов;
(...) – не исключается и допускается применение;
(к) – допускается применение при соответствии конструкции и прочности объекта;
(п) – отдаленная перспектива.

Для переходного периода разработаны бинарные и многокомпонентные *переходные смеси*, содержащие хотя бы один компонент из группы HCFC. Основное назначение этих смесей – упростить перевод действующей холодильной техники, работающей на R12 и R502, на разрешаемые хладагенты. Эти смеси называют также *сервисными*, или *ретрофитными* от слова *ретрофит*, обозначающего процедуру замены хладагента альтернативным в действующем оборудовании по специальной технологии.

При формировании сервисных смесей выдерживаются два принципа:

максимальное приближение к заменяемым хладагентам по термодинамическим свойствам;

совместимость с традиционно применяемыми минеральными и алкилбензольными маслами (новые полиэфирные масла очень капризны).

Большинство сервисных смесей – неазеотропные на базе R22. В отличие от чистых хладагентов они эффективны в более узком диапазоне температур кипения. Для получения сопоставимой эффективности с заменяемым R12 во всем диапазоне температур кипения и конденсации разрабатываются две смеси на одних и тех же компонентах: одна – для умеренных температур кипения, другая – для низкотемпературной области. Например, фирма «Дюпон» для этих температурных областей предлагает сервисные смеси СУВА МР39 и СУВА МР66; фирма «Эльф Атокем» – смеси Forane FX56 и Forane FX57. По такому же принципу разрабатываются сервисные смеси – заменители для R502.

Необходимая растворимость смесей с применяемыми маслами обеспечивается базовым компонентом R22 и включением в их состав компонента с еще лучшей (неограниченной) растворимостью с маслами, например R21, R142b, R290 (пропан), R600 (н-бутан), R600a (изобутан).

При включении горючего компонента в смесь ее состав для обеспечения негорючести должен быть сбалансирован введением негорючих компонентов.

В России разработана программа создания озонобезопасной холодильной техники.

Первоочередной задачей программы на первом этапе (см. таблицу) является перевод всего парка действующей холодильной техники с R12 и R502 на разрешаемые хладагенты. Задача сложная, объемная и долговременная. В связи с чем нельзя исключить возможность продления эксплуатации холодильного оборудования на R12 путем создания его запасов.

Предусматриваются три варианта замены R12 и R502:

на переходный R22;

на озонобезопасный чистый хладагент или озонобезопасную смесь;

на переходную смесь.

Вариант должен выбрать сам потребитель с помощью квалифицированных специалистов.

Применение переходного R22 (вариант, заслуживающий первоочередного внимания) определяется конструктивно-техническими возможностями объекта и, прежде всего, возможностью работы ком-

прессора и аппаратуры при повышенных давлениях кипения, конденсации и разности давлений кипения и конденсации.

Перевод на полностью озонобезопасные чистые хладагенты, прежде всего R134a, или смеси – кардинальное направление ретрофита. Однако широкомасштабное использование их для ретрофита, по-видимому, будет затруднено из-за сложной технологии, связанной с применением новых полиэфирных масел. Кроме того, необходимо учитывать, что при работе на R134a снижается холодопроизводительность.

Для турбохолодильных машин перевод на любой хладагент сопровождается модернизацией компрессора.

Основным вариантом перевода действующей холодильной техники на альтернативный хладагент является применение переходных смесей (см. таблицу).

Перед ретрофитом необходимо тщательно обследовать конструкцию и техническое состояние объекта. В машинах с непроточными теплообменными аппаратами применение неазеотропных смесей нецелесообразно.

В целом для принятия решения по модификации и адаптации любого действующего оборудования необходимо оценить многие факторы, в том числе:

наличие запаса холодопроизводительности машины или установки при заданной технологии потребителя;

размеры, конструктивное исполнение холодильной системы каждой конкретной машины или серии машин;

срок службы и степень герметичности системы;

типы нового хладагента и масла;

затраты на хладагент и другие расходуемые материалы;

обеспеченность рабочими веществами и возможность их использования в настоящем и будущем;

стоимость замены устаревшего оборудования на новое озонобезопасное;

производственные и технологические трудности при проведении ретрофита.

Перевод холодильной техники на новые дорогостоящие хладагенты должен проводиться при соблюдении целевых инструкций и рекомендаций.

Номенклатура выпускаемого холодильного оборудования *

АО «Московский завод холодильного машиностроения «Искра»

Холодильные машины *с воздушным конденсатором и воздушным испарителем*		Q_0, кВт	М, кг
МВВ4-1-2	R12	3,26	356
МХВ4-1-2	R12	3,02	291
МХВ5-1-2	R12	6,04	379
МХВ6-2-4	R22	4,68	219
с водяным конденсатором и воздушным испарителем			
МКВ4-1-2	R12	3,26	356
МКВ6-2-4	R22	4,68	381
с воздушным конденсатором и жидкостным испарителем			
ХМ СОЖ-4	R12	3,02	420
ОЭ2,8-2-0	R22	4,68	350
Компрессоры герметичные			
ПФГ 2,8	R12	3,02	48,5
ФГ 5,6	R12	6,04	85

АО «Касимовхолод»

Холодильные машины *с воздушным конденсатором*			
МВВ4-1-2 *(воздушный испаритель)*	R12	3,3	356
МВВ4-1-2 *(без испарителя)*	R12	3,3	300
35МВВ4-1-2 *(воздухоохладитель)*	R12	3,3	368

АО «Машзавод» (г. Чита)

Холодильные машины		Q_0, кВт	М, кг
1ХМ-ФУ 40 I *(конденсатор водяной, испаритель жидкостный)*	R12	52,3	1840
1ХМ-ФУ 40 РЭ	R12	52,3	1900
1ХМ-ФУУ 80 I	R12	101	3300
ХМ-ФУУ 80 РЭ	R12	101	3300
1ХМ-ФУУ 80 РЭ	R12	101	3375
21МКТ100-2 ОМ4	R22	100	2750
Компрессорные агрегаты			
ЭКФ 40	R12	52,3	574
1ЭКФ 40	R12	43,3	730
ЭКФ 80	R12	101	915
1ЭКФ 80	R12	83,6	1100
Компрессорно-конденсаторные агрегаты *с водяным конденсатором*			
1АК-ФУУ80 I	R12	101	1700
1АК-ФУУ80 РЭ	R12	101	1745
21АК50-2-12 ОМ4	R22	50	1150
21АК50-2-5 ОМ4	R22	50	1150
21АК100-2-1 ОМ4	R22	100	1500
21АК50-2-25 ОМ4	R22	100	1500
Компрессоры			
ФУ 40	R12	52,3	280
1ФУ 40	R12	58	280
ФУУ 80	R12	101	400
1ФУУ 80	R12	104	400

* Представленная номенклатура холодильных машин, агрегатов и компрессоров, работающих на R12, подлежит корректировке в связи с проводимой на заводах холодильного машиностроения работой по переводу холодильной техники на озонобезопасные хладагенты.

АО «Холодмаш» (г. Черкесск)

Оборудование аммиачное

Холодильные машины

с водяным конденсатором и жидкостным испарителем		Q_0,кВт	М,кг
МКТ22-7-2	R717	29,7	1300
МКТ45-7-2	R717	56	1900
МКТ80-7-2	R717	88,9	3200
МКТ100-7-2	R717	100	2600
с водяным конденсатором и воздушным испарителем			
МКВ40-7-2-01	R717	43	3200
ХМ- АУУ90 II	R717	74	3000

Компрессорно-конденсаторные агрегаты

с водяным конденсатором			
МКВ40-7-2А-01	R717	43	1100
МКВ40-7-2Б	R717	43	1210
АК45-7-2	R717	56	1080
АК -АУУ 90 I	R717	112	2100
АК- АУУ 90 II	R717	74	1760
АК80-7-2	R717	88,9	1800
АК100-7-2	R717	100	1460

Компрессорные агрегаты

одноступенчатые			
К-АУ45 I	R717		560
К-АУ45 II	R717	38	670
А40-7-2	R717	51,7	760
20А50-7-0	R717	53,5	755
20А50-7-2	R717	53,5	735
К-АУУ90 I	R717	112	1010
К-АУУ90 II	R717	74	1000
А80-7-2	R717	100	1000
20А100-7-0	R717	107	1055
20А100-7-2	R717	107	1030
бустерные (t_0 = – 40 °С, $t_{пр}$ = –10 °С)			
АН80-7-6	R717	27	908
20А100-7-6	R717	34,5	875
двухступенчатые (t_0 = – 40 °С, $t_к$ = 30 °С)			
АДС25	R717	23	1355
АДС50	R717	46	1930
21АД25-7-4	R717	22,5	900

Компрессоры		Q_0,кВт	М,кг
АВ22	R717	28	160
АУ45	R717	56	270
П40-7-2	R717	46,4	340
2П40-7-2	R717	53,5	345
АУУ90	R717	112	450
П80-7-2	R717	92,8	410
2П80-7-2	R717	107	468

Оборудование фреоновое

Холодильные машины

с водяным конденсатором и жидкостным испарителем			
ФМ22	R22	27	1370
ФМ45	R22	56	2010
МКТ40-2-0	R22	46,6	1050
2МКТ40-2-0	R22	46,6	950
МКТ40-2-1	R22	46,6	1070
2МКТ40-2-1	R22	46,6	970
МКТ50-2-0	R22	52,5	1725
МКТ80-2-0	R22	90,6	1680
2МКТ80-2-0	R22	90,6	1450
МКТ80-2-1	R22	90,6	1700
2МКТ80-2-1	R22	90,6	3220
МКТ100-2-0	R22	105	2385
ХМ-АУУ,90/I	R22	112	3900
ХМ-АУУ,90/II	R22	75	3220
с воздушным конденсатором и воздушным испарителем			
1ХМФ-16	R12	21,4	1720
ФХ40-2-0	R22	46,6	2870
ОВ80-2-1 *(конденсатор водяной; охлаждение сжатого воздуха)*	R22	90,6	7000

Холодильные машины специальные

с воздушным конденсатором и воздушным испарителем			
АР6-1-2	R12	7,3	350
Авторефрижератор 1АЧ *на шасси*			
ГАЗ 33-07	R12	7,3	
ЗИЛ-130	R12	7,3	

Компрессорно-конденсаторные агрегаты

с водяным конденсатором		Q_0, кВт	M, кг
АК40-2-0	R22	46,6	785
2АК40-2-0	R22	46,6	740
АК40-2-1	R22	46,6	800
2АК40-2-1	R22	46,6	760
АК50-2-0	R22	52,5	905
АК80-2-0	R22	90,6	1085
2АК80-2-0	R22	90,6	985
АК100-2-0	R22	105	1240

Компрессоры

22ФУ45	R22	56	270
22ФУУ90	R22	112	450
ПБ40-2-0	R22	46,6	425
ПБ50-2-0	R22	52,5	408
ПБ80-2-0	R22	90,6	530
ПБ100-2-0	R22	105	545

АО «Московский завод холодильного машиностроения «Компрессор»

Оборудование аммиачное

Холодильные машины

с водяным конденсатором и жидкостным испарителем			
1МКТ110-7-2	R717	140	4750
2МКТ110-7-2	R717	145	4400
3МКТ110-7-2	R717	97	4400
1МКТ110-7-3	R717	140	5100
2МКТ110-7-3	R717	145	4490
1МКТ220-7-2	R717	280	6800
1МКТ220-7-3	R717	280	7420
21МКТ280-7-3	R717	300	7000

Компрессорно-конденсаторные агрегаты

с водяным конденсатором			
1АК110-7-2	R717	140	3250
1АК110-7-2	R717	145	2950
1АК110-7-2	R717	97	2950
1АК110-7-2	R717	140	2950
1АК110-7-2	R717	97	2950
1АК110-7-2	R717	280	4450
1АК110-7-2	R717	280	4820
1АК110-7-2	R717	300	4100

Компрессорные агрегаты

одноступенчатые		Q_0, кВт	M, кг
А110-7-0	R717	140	2450
2А110-7-0	R717	145	2240
А110-7-1	R717	140	2630
2А110-7-1	R717	145	2260
А110-7-2	R717	140	2335
1А110-7-2	R717	140	2315
2А110-7-2	R717	145	2125
2А110-7-2	R717	97	2125
(на 1000 об/мин)			
3А110-7-2	R717	97	2060
А110-7-3	R717	140	2515
2А110-7-3	R717	145	2145
А220-7-0	R717	280	2780
А220-7-1	R717	280	2970
А220-7-2	R717	280	2750
А220-7-3	R717	280	2940
21А280-7-1	R717	300	2385
21А280-7-3	R717	300	2310
26А280-7-1	R717	325	2530
26А280-7-3	R717	325	2320
26А280-7-7	R717	115	1760
А350-7-0	R717	406	4265
А350-7-1	R717	406	4415
2А350-7-1	R717	423,5	3450
А350-7-2	R717	406	4140
2А350-7-2	R717	423,5	3170
А350-7-3	R717	406	4200
21А410-7-1	R717	420	3110
26А410-7-1	R717	420	2700
21А410-7-3	R717	420	2850
26А410-7-3	R717	420	2600
21А410-7-7	R717	170	2500
25А410-7-7	R717	250	3200
бустерные			
(t_0 = – 40 °С, $t_{по}$ = –10 °С)			
2АН130-7-7	R717	165	2320
2АН130-7-6	R717	165	2250
21АН300-7-7	R717	320	3750
двухступенчатые			
(t_0 = – 40 °С, $t_к$ = 30 °С)			
ДАУ50 РЭ	R717	58	2296
АД55-7-4	R717	67,5	2520
АД55-7-7-01	R717	45	2520
(на 1000 об/мин)			
АД55-7-5 ОМ	R717	67,5	2300
АД130-3	R717	157	6400
1АД260-7-4	R717	300	8500

Оборудование фреоновое

Холодильные машины

с водяным конденсатором и жидкостным испарителем

МКТ110-2-0	R22	128	4385
2МКТ110-2-0	R22	128	4385
МКТ110-2-1	R22	128	4650
2МКТ110-2-1	R22	128	4650
21МКТ280-2-1	R22	280	6050
24МКТ280-2-1	R22	280	6700
24МКТ280-2-3	R22	280	5300
МКТ350-2-1	R22	350	9800
2МКТ350-2-1	R22	350	7700
4МКТ350-2-1	R22	350	8700
ПХС100	R22	512	28000
1ПХС100	R22	512	28000

Компрессорно-конденсаторные агрегаты

одноступенчатые с водяным конденсатором

АК220-2-3	R22	256	3260

Холодильные машины специальные

11 Э	H_2O	620	5530
11 Э/7	H_2O	800	5200
16 ЭК	H_2O	1200	–
16 ЭМ	H_2O	1200	15130
16 ЭПМ	H_2O	1200	14420
17 Э	H_2O	600	11108
17 ЭП	H_2O	600	9050
17 ЭМ	H_2O	600	9680
17 ЭПМ	H_2O	600	8630
18 Э	H_2O	350	4725
18 ЭП	H_2O	350	4375
18 ЭМ	H_2O	350	4350
18 ЭПМ	H_2O	350	4000

АО «Пензенский компрессорный завод»

Компрессоры

оппозитные

(t_0 = –15 °C, $t_к$ = 30 °C)			
АО600П	R717	670	5800
АО600П$_2$	R717	670	–
АО1200П	R717	1340	10800
АО1200П$_2$	R717	1340	17400

двухступенчатые оппозитные

(t_0 = – 40 °C, $t_к$ = 35 °C)		Q_0,кВт	M,кг
ДАОН350П	R717	790	13300
ДАО550П	R717	640	13250
ДАО275П	R717	320	7250

Компрессорные агрегаты

одноступенчатые

(t_0 = –15 °C, $t_к$ = 30 °C)			
21А300-7-3	R717	300	6000
21А600-7-3	R717	600	6300
21А800-7-1	R717	800	6300
21А800-7-3	R717	800	6300
21А1600-7-1	R717	1600	11000
А1400-7-3	R717	1600	12394
2А1400-7-3	R717	1600	10840
3А1400-7-3	R717	1600	11000

бустерные

(t_0 = – 40 °C, $t_{пр}$ = –10 °C)			
21А800-7-7	R717	339	4000
21(22)А600-7-7	R717	628	5590

двухступенчатые

(t_0 = – 40 °C, $t_к$ = 30 °C)			
21АД300-7-5	R717	339	10800
21(22)АД600-7-5	R717	628	14135

АО «Казанский компрессорный завод»

Турбохолодильные машины

t_{s2} = 7 °C, t_{w1} = 30 °C			
10ТХМВ-2000-2	R12	2550	27212
10ТХМВ-4000-2	R12	4750	46570
10ТХМВ-8000-2	R22	8800	78213
t_{s2} = – 5 °C, t_{w1} = 30 °C			
20ТХМВ-2000-2	R12	1900	27382
20ТХМВ-4000-2	R12	4170	47570
20ТХМВ-8000-2	R22	7550	78213
t_{s2} = –15 °C, t_{w1} = 30 °C			
30ТХМВ-2000-2	R12	1510	27382
30ТХМВ-4000-2	R12	3250	50690

АО «Компрессорный завод» (г.Краснодар)

Приступил к выпуску на базе герметичных компрессоров ПГ5 и ПГ10, работающих на R22, собственного производства холодильных машин типа ТОМ-2,0 для охлаждения молока

Завод «РЕФМА» (Мелитопольский завод холодильного машиностроения)

Холодильные машины

		Q_0,кВт	M,кг
с воздушным конденсатором			
МВВ4-1-2	R12	3,26	355
(испарительные батареи)			
1МВВ6-1-2	R12	7,56	460
(воздухоохладители)			
5МВВ6-1-2	R12	7,56	380
(воздухоохладители)			
7МВВ6-1-2	R12	7,56	580
(испарительные батареи)			
7МВВ6-1-2	R12	7,56	
(без испарителя)			
15МВВ6-1-2	R12	7,56	380
(воздухоохладители)			
17МВВ6-1-2	R12	7,56	510
(воздухоохладители)			
1МВВ9-1-2	R12	10,17	665
(воздухоохладители)			
24МВВ10-2-4	R22	12,0	440
(воздухоохладители)			
ИХМ3-1-2	R12	3,26	262
(воздухоохладители)			
1ИХМ3-1-2	R12	3,26	262
(испарительные батареи)			
1ИХМ3-1-2	R12	3,26	
(без испарителя)			
2ИХМ3-1-2	R12	3,26	262
(испарительные батареи)			
2ИХМ3-1-2	R12	3,26	
(без испарителя)			
ИХМ3-1-2 Н	R12	3,26	250
(воздухоохладители, электрооттайка)			
МВВ30-1-2	R12	32,6	3000
(воздухоохладители)			
МВВД35-2-4	R22	8,0	800
(воздухоохладители, t_0 = –40 °С, $t_к$ = 30 °С)			
с выносным воздушным конденсатором и жидкостным испарителем			
МВТ10х2-1-0	R12	14,6	810
МВТ18-1-0	R12	21,4	1310
МВТ20-1-0	R12	14,6	900
МВТ25-1-0	R12	29,3	1580
МВТ35-1-0	R12	30,5	1200

		Q_0,кВт	M,кг
с водяным конденсатором			
1МКВ4-1-2	R12	3,26	285
(испарительные батареи)			
ХМ1-6	R12	7,3	252
1МКВ6-1-2	R12	7,3	480
(воздухоохладители)			
1МКВ6-1-2	R12	7,3	
(без воздухоохладителя)			
1МКВ6-1-2-02	R12	7,3	
1МКВ9-1-2	R12	10,7	620
(воздухоохладители)			
МКВ18-2-4	R22	32,6	950
(воздухоохладители)			
1МКВ18-2-4	R22	32,6	
(с градирней)			
с водяным конденсатором и жидкостным испарителем			
МКТ10х2-1-0	R12	24	690
ТХУ-14	R12	12	620
1МКТ14-1-2	R12	16	630
МКТ14-2-0	R22	16,5	630
1МКТ14-2-0	R22	16	630
МКТ20-2-0	R22	21,9	730
1МКТ20-2-0	R22	24	650
МКТ28-2-0	R22	33	
1МКТ28-2-0	R22	32,6	990

Холодильные машины моноблочные

МН1-2-4	R22	3,16	195
1МН1-2-4	R22	10,9	
2МН1-2-4	R22	10,9	

Холодильные машины специальные

с водяным конденсатором и воздухоохладителями			
СР9х2-1-0	R12	10,7	1600
СР10х2-2-0	R22	10,9	1360
1СР10х2-2-0	R22	12	1325
с воздушным конденсатором и воздухоохладителями			
КР10-1-0-00	R12	10,2	590
ВР10х2-1-2	R12	20,3	960
1ВР18х2-02.01.У2	R12	41,4	2080
(без воздухоохладителя)			
тепловой насос «воздух-воздух»			
НТ22	R12	10,2	650

Компрессорно-конденсаторные агрегаты

		Q_0, кВт	M, кг
с воздушным конденсатором			
АВ4,5-1-2	R12	5,06	190
1АВ6-1-2	R12	7,6	200
12АВ6-1-2	R12	7,6	200
АВ10-1-2	R12	7,6	320
с водяным конденсатором			
1АК4,5-1-2	R12	5,06	210
АК4,5-2-4	R22	12	290
АК6-1-2	R12	7,2	215
АК7-2-0	R22	8	225
АК7-1-2	R12	5,06	250
21АК7-2-3	R22	8	248
АК10-1-2	R12	7,6	275
21АК10-2-3	R22	12	278
21АК14-2-3	R22	17	368
22АК35-2-3 ОМ4	R22	48	1000
22АК35-2-4 У3	R22	48	1000
МАКБ35-2-4 ОМ1	R22	48	780
МАКБ35х2 ОМ4	R22	96	1308
21АК70-2-4	R22	96	1640

Компрессоры

ФВ6	R12	7,25	48
	R22	11,25	
2ФВБС6	R12	7,2	133
	R22	11,04	
2ФУБС9	R12	10,4	210
	R22	17,4	
ФУ12	R12	14,5	90
	R22	22,5	
2ФУБС12М	R12	14	215
	R22	22,2	
2ФУБС12	R12	14	215
	R22	22,2	
2ФУУБС18	R12	20,9	350
	R22	34,9	
2ФУУБС25	R12	29,1	355
	R22	44,2	
1П10-1-02	R12	7,32	47
11П10-2-4	R22	10,9	47
1П20-2-02	R22	24	90
1ПБ7	R22	8	115
1ПБ10-2-024	R22	12	122
4ПБ14-2-024	R22	16	200
4ПБ20-2-024	R22	24	205
4ПБ28-2-024	R22	32,6	373
4ПБ35-2-024	R22	48	382
4ПБД28	R22	5,3	373
(t_0 = – 40 °С, $t_к$ = 30 °С)			
4ПБД35	R22	8	382
(t_0 = – 40 °С, $t_к$ = 30 °С)			

Завод MFC (Страшенский завод «Комплектхолодмаш»)

ФХ9-1-0	R12	10,2	935
1ХМФ16	R12	20,8	1814
ФХ9х2-1-0	R12	20,3	1700
ФХ10х2-1-0	R12	15,2	1500
ФХ18-1-0	R12	20,7	1570
ХМФ32	R12	42	3330
ФХ18х2-1-0	R12	41,4	3060
ФХ40-2-0	R22	46,6	2870
МВВ-3,5	R12	3,5	

СОДЕРЖАНИЕ

Введение 3
Тема 1. Физические основы искусственного охлаждения *(В.М. Шавра)* 4
Тема 2. Термодинамические основы и рабочие процессы холодильных машин *(В.М. Шавра)* 9
Тема 3. Рабочие вещества холодильных машин *(В.М. Шавра)* 16
Тема 4. Принципиальные схемы и циклы одноступенчатых парокомпрессионных холодильных машин *(В.М. Шавра)* 23
Тема 5. Принципиальные схемы и циклы многоступенчатых парокомпрессионных холодильных машин *(В.М. Шавра)* 31
Тема 6. Особенности холодильных машин различных типов и области их применения *(А.С. Крузе)* 39
Тема 7. Поршневые компрессоры холодильных машин *(А.С. Крузе)* 44
Тема 8. Винтовые и центробежные холодильные компрессоры *(А.С. Крузе)* 51
Тема 9. Теплообменная аппаратура *(А.С. Крузе)* 58
Тема 10. Холодильные установки с парокомпрессионными холодильными машинами *(И.Г. Чумак, С.Ю. Ларьяновский)* 67
Тема 11. Схемы холодильных установок с парокомпрессионными холодильными машинами *(И.Г. Чумак, С.Ю. Ларьяновский)* 76
Тема 12. Основы автоматизации холодильных установок *(В.С. Ужанский)* 82
Тема 13. Способы регулирования холодопроизводительности компрессоров *(Ю.М. Воробьев, А.Е. Береснев)* 92
Тема 14. Автоматическое регулирование заполнения испарителей холодильных машин хладагентом *(И.В. Морозов, С.Н. Сапрыкина)* 96
Тема 15. Двухпозиционные датчики-реле *(А.Е. Береснев, С.Н. Сапрыкина)* 109
Тема 16. Охрана труда и техника безопасности при эксплуатации аммиачных холодильных установок *(Ю.К. Соломаха)* 116
Тема 17. Требования к помещениям и оборудованию аммиачных холодильных установок *(Ю.К. Соломаха)* 121
Тема 18. Озонобезопасная холодильная техника *(В.И. Сапронов)* 128
Приложение. Номенклатура выпускаемого холодильного оборудования *(В.С.Буряк)* 135

УДК 621.56/.58
Изучающим основы холодильной техники.
Под общей редакцией Л.Д.Акимовой. М., 1996.– 144 с.

В книге рассматриваются физические основы искусственного охлаждения, термодинамические основы, рабочие процессы и рабочие вещества холодильных машин, принципиальные схемы и циклы парокомпрессионных холодильных машин, особенности холодильных машин и компрессоров различных типов, теплообменная аппаратура, схемы холодильных установок, основы автоматизации холодильных установок, охрана труда и техника безопасности при эксплуатации аммиачных холодильных установок, перевод фреоновых холодильных установок на озонобезопасные хладагенты.

Материалы подготовлены высококвалифицированными специалистами.

Книга предназначена для учащихся профессионально-технических училищ, техникумов, а также изучающих холодильную технику на специализированных курсах или самостоятельно.

Лицензия на издательскую деятельность ЛР № 061986 от 30 декабря 1992 г.

Подписано в печать 25.04.1996.
Формат 60x90 1/16. Офсетная печать. Усл.-печ. л. 9. Тираж 1000 экз.
Цена договорная. Зак. 481.

Отпечатано в Подольской типографии Чеховского полиграфкомбината.
142110, г. Подольск, ул. Кирова, 25.