

Энтальпия — количество энергии (тепла и механической работы), которое должно быть подведено к телу, чтобы привести его из начального в данное состояние.

В тепловых диаграммах термодинамические процессы, протекающие при неизменности одного какого-либо параметра, или изопроецессы, изображают изолиниями; при неизменности объема — изохорой ( $v$ ); давления — изобарой ( $p$ ); темпера-

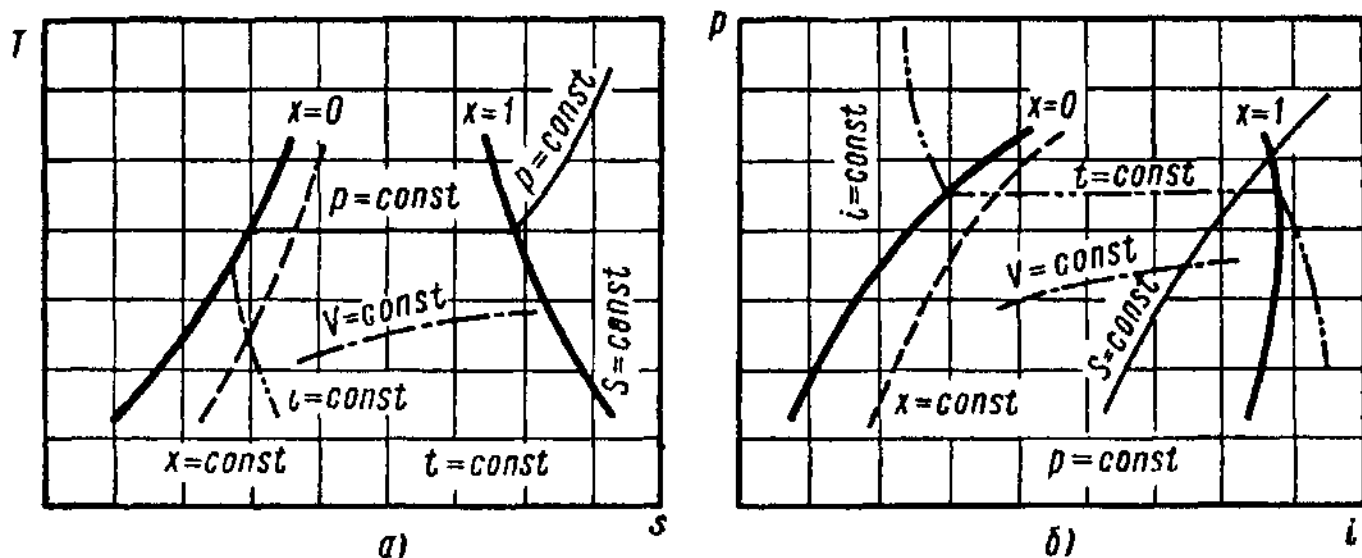


Рис. 13. Энтропийная  $s, T$  и энтальпийная  $i, p$ -диаграммы

туры — изотермой ( $T, t$ ); энтропии — адиабатой или изоэнтропой ( $s$ ); теплосодержания — изоэнтальпой ( $i$ ).

Основой энтропийной диаграммы (рис. 13, а) являются правая ( $x=1$ ) и левая ( $x=0$ ) пограничные кривые и линии постоянной энтропии  $s$ , значения которых наносят по оси абсцисс и постоянной температуры  $T$ .

Кроме того, на  $s, T$ -диаграмме наносят изобары  $p$ , изохоры  $v$ , изоэнтальпы  $i$  и линии постоянного паросодержания  $x$ .

Основой энтальпийной диаграммы (рис. 13, б) служат пограничные кривые и линии постоянного теплосодержания  $i$ , значения которых наносят по оси абсцисс, и постоянного давления  $p$  — по оси ординат. Для уменьшения размеров диаграммы по оси ординат вместо  $p$  откладывают величину  $\lg p$ . Кроме того, на диаграмму наносят изолинии, рассмотренные на энтропийной диаграмме. В энтропийной диаграмме количество тепла определяется площадью, а в энтальпийной — отрезками прямой линии, поэтому при расчетах удобнее пользоваться последней диаграммой.

Энтропийная и энтальпийная диаграммы для аммиака и фреона-12 даны в приложениях 1, 2, 3 и 4.

В дальнейшем при рассмотрении особенностей действительного процесса паровой компрессионной холодильной машины мы будем пользоваться  $s, T$ -диаграммой, так как она позволяет показать их характер более наглядно.

### РАСШИРИТЕЛЬНЫЙ ЦИЛИНДР И РЕГУЛИРУЮЩИЙ ВЕНТИЛЬ

Назначение расширительного цилиндра в схеме холодильной машины состоит в том, чтобы осуществить в нем адиабатный процесс расширения рабочего вещества, который сопровождается понижением температуры. За счет производства некоторой работы холодильный агент охлаждается и тем самым приводится в состояние, при котором приобретает способность к восприятию тепла от холодной среды или тела с низкой температурой.

Теоретический процесс работы машины с расширительным цилиндром изображается в  $s, T$ -диаграмме площадью 1—2—3—4 (рис. 14), холодопроизводительность 1 кг холодильного агента  $q_0$  соответствует площади  $a$ —1—4— $b$ — $a$  и количество тепла, отданное им в конденсаторе  $q$  — площади  $a$ —2—3— $b$ — $a$ .

Работа цикла  $AL$ , соответствующая площади 1—2—3—4—1, равна разности работ компрессора и расширительного цилиндра.

Холодильный коэффициент цикла составит

$$\epsilon_k = \frac{\text{пл. } a-1-4-b-a}{\text{пл. } 1-2-3-4-1} = \frac{T_0}{T - T_0}.$$

В компрессионных холодильных машинах, работающих легкосжимаемыми газами, расширительный цилиндр заменяется регулирующим вентилем.

Такая замена диктуется практическими соображениями, несмотря на то, что теоретически процесс с расширительным цилиндром является более выгодным, чем с дросселированием. Это объясняется тем, что поступающий в расширительный цилиндр

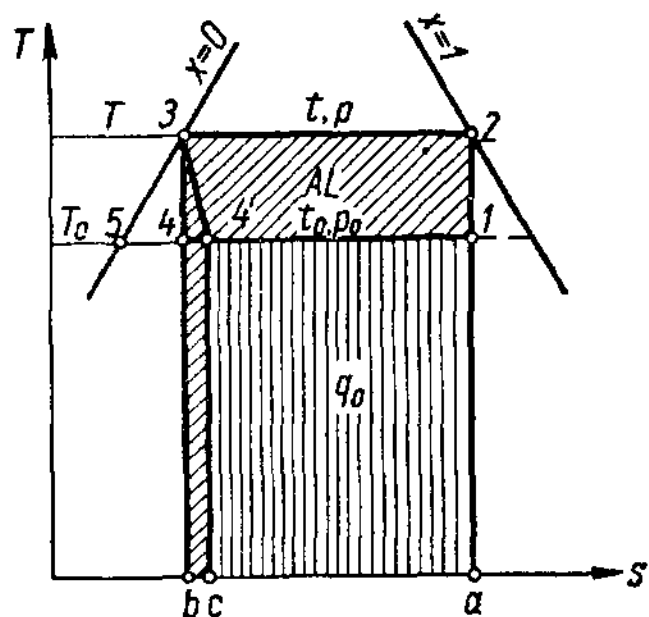


Рис. 14. Потери от замены расширительного цилиндра регулирующим вентилем

жидкий холодильный агент имеет очень небольшой удельный объем и поэтому расширительный цилиндр получается очень малых размеров, конструктивно трудно выполнимый. Кроме того, при малых размерах цилиндра работа расширения агента ничтожна.

Та же задача подготовки агента к восприятию тепла от холодного тела может быть решена посредством дросселирования рабочего вещества в регулирующем вентиле, которым в практических условиях пользоваться очень удобно. Так как адиабатный процесс расширения в детандере заменяется необратимым процессом дросселирования в регулирующем вентиле, то последний будет протекать по изоэнтальпе. На рис. 14 дросселирование изображено линией 3—4, проведенной в  $s, T$ -диаграмме согласно уравнению  $i = \text{const}$ , так как дросселирование протекает без совершения работы и теплообмена с внешней средой.

Процесс работы машины с регулирующим вентилем изображается в энтропийной диаграмме площадью 1—2—3—4'—1. Холодопроизводительность 1 кг агента  $q_0$  выражается площадью  $a—1—4'—c—a$ , т. е. в этом случае она уменьшается по сравнению с процессом с расширительным цилиндром соответственно площади  $c—4'—4—b$ . Затрата работы увеличивается соответственно той же площади  $c—4'—4—b$  или практически равновеликой ей площади 4—3—5—4, так как работа, которую мог бы произвести агент в детандере, потеряна. Количество внешней работы, затрачиваемой на осуществление процесса, в данном случае определяется полной работой компрессора, т. е. без вычета из нее работы детандера.

Холодильный коэффициент цикла составит

$$\varepsilon = \frac{\text{пл. } a-1-4'-c-a}{\text{пл. } 1-2-3-5-1}.$$

Отсюда ясно, что  $\frac{\text{пл. } a-1-4-b-a}{\text{пл. } 1-2-3-4-1} > \frac{\text{пл. } a-1-4'-c-a}{\text{пл. } 1-2-3-5-1}$ .

Таким образом, замена детандера регулирующим вентилем уменьшает холодопроизводительность и увеличивает затрачиваемую внешнюю работу. Поэтому  $\varepsilon < \varepsilon_K$ .

Тепловая энергия рабочего вещества, которая могла бы быть использована в детандере, в данном случае переносится за регулирующим вентилем и за счет этой энергии происходит частичное испарение холодильного агента. Содержание тепла в сухом насыщенном паре равно сумме  $i'_0 + r_0$ ,

где  $i'_0$  — энтальпия жидкости при температуре испарения  $t^0$ ;

$r_0$  — скрытая теплота парообразования.

Перед регулирующим вентилем холодильный агент находится в жидком состоянии и характеризуется  $t_1$  (температура конденсации), энтальпией  $i'_1$ , так как  $t_1 > t_0$ , то  $i'_1 > i'_0$ .

Разность  $i'_1 - i'_0$  и определяет то количество теплоты агента, которое затрачивается на частичное парообразование его, вызываемое дросселированием в регулирующем вентиле. Холодильное действие или холодопроизводительность 1 кг агента составит

$$q_0 = r_0 - (i'_1 - i'_0) \text{ ккал/кг.}$$

Очевидно, чем больше величина  $(i'_1 - i'_0)$  по отношению к величине  $r_0$ , тем больше отрицательное влияние регулирующего вентиля на холодопроизводительность машины. В машинах с разными холодильными агентами степень влияния регулирующего вентиля различна (табл. 11).

Таблица 11

Влияние регулирующего вентиля

Холодильный агент	$t_0$	$i'_0$	$r_0$	$t_1$	$i'_1$	$i'_1 - i'_0$	$r_0 - (i'_1 - i'_0)$	$\frac{i'_1 - i'_0}{r_0}$
SO <sub>2</sub> . . . . .	-10	-3,14	93,6	20	6,62	9,76	83,84	0,104
NH <sub>3</sub> . . . . .	-10	-10,97	309,64	20	22,38	33,35	276,29	0,107
CO <sub>2</sub> . . . . .	-10	-5,1	62,4	20	13,1	18,2	44,2	0,292
CH <sub>3</sub> Cl . . . . .	-10	-3,71	99,31	20	7,56	11,27	88,04	0,114
CF <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub> (Ф-12) .	-10	-2,2	38,07	20	4,59	6,79	31,28	0,178

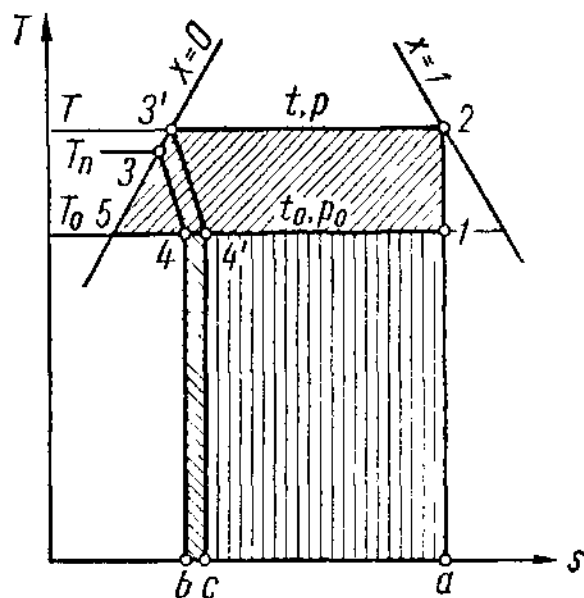
Отрицательное влияние регулирующего вентиля в наибольшей степени сказывается в машинах, работающих с углекислотой. Однако и в отношении всех других машин следует изыскивать способы уменьшения этого отрицательного влияния регулирующего вентиля, несмотря на его практическое удобство.

### ПЕРЕОХЛАЖДЕНИЕ ЖИДКОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГЕНТА

Понижение температуры жидкого агента перед регулирующим вентилем называется переохлаждением. От сжиженного в конденсаторе холодильного агента при неизменном давлении, соответствующем температуре конденсации, отводится теплота с таким расчетом, чтобы к регулирующему вентилю агент подошел с возможно более низкой температурой. Практически, пользуясь холодной водой, удается понизить температуру агента на несколько градусов по сравнению с температурой конденсации.

Сущность процесса переохлаждения состоит в том, что содержание тепла в жидком холодильном агенте, вступающем в регулирующий вентиль, уменьшается, благодаря чему снижается парообразование агента в процессе дросселирования.

На энтропийной диаграмме (рис. 15) переохлаждение изображено линией  $3'-3$ , являющейся изобарой, но практически совпадающей с левой пограничной кривой. Из диаграммы видно, что вследствие переохлаждения холодильное действие 1 кг агента возрастает соответственно площади  $c-4'-4-b-c$ .



Покажем на конкретном примере эффективность процесса переохлаждения холодильного агента. Определим холодопроизводительность 1 кг агента аммиачной машины, работающей при температуре кипения  $t_0 = -10^\circ$  и конденсации  $t_1 = 20^\circ$ . Расчет произведен для случаев работы машины без переохлаждения и с переохлаждением агента на  $5^\circ$ .

При работе машины без переохлаждения

$$q_0 = r_0 - (i'_1 - i'_0) = 309,64 - (22,38 - 10,97) = 276,29 \text{ ккал/кг,}$$

с переохлаждением

$$q_0 = 309,64 - (16,72 + 10,97) = 281,95 \text{ ккал/кг,}$$

т. е. на 2% больше.

Процесс переохлаждения дает достаточно ощутимый положительный результат и его можно рассматривать как средство ослабления отрицательного влияния регулирующего вентиля.

Влияние процесса переохлаждения для различных холодильных агентов при одном и том же режиме работы машины (температура испарения  $-10^\circ$ , конденсации  $20^\circ$ , переохлаждения  $15^\circ$ ) показано в табл. 12.

Лучшие результаты от переохлаждения получаются в углекислотных машинах, но и для всех других агентов оно весьма полезно.

Известны два способа осуществления процесса переохлаждения: 1) применение противоточного конденсатора, т. е. такой трубчатой системы, в которой холодильный агент и охлаждающая вода движутся во встречном направлении — противотоком.

Таблица 12

## Процесс переохлаждения холодильных агентов

Холодильный агент	Энтальпия переохлажденной жидкости, ккал/кг	Наибольшее холодильное действие, ккал/кг		Увеличение холодильного действия	
		без переохлаждения	с переохлаждением	ккал	%
SO <sub>2</sub> . . . . .	4,92	83,84	84,54	1,70	2
NH <sub>3</sub> . . . . .	16,72	276,29	281,95	5,66	2
CO <sub>2</sub> . . . . .	9,2	44,2	48,1	3,9	8,8
CH <sub>3</sub> Cl . . . . .	5,66	88,04	89,94	1,9	2,2
CF <sub>2</sub> Cl (Ф-12) . . . .	3,42	93,6	95,6	2,2	2,12

В этом случае сконденсированный агент по выходе из конденсатора (на конечном его участке) будет встречаться с поступающей для конденсации наиболее холодной водой. Теплообмен на этом участке приводит к понижению температуры жидкого агента против температуры конденсации; 2) включение в схему холодильной установки специального теплообменного аппарата — переохладителя. В конструктивном отношении переохладитель обычно мало отличается от конденсатора, но в последнем холодильный агент изменяет свое агрегатное состояние, в то время как в первом лишь понижается его температура.

Переохладитель включается в схему установки между конденсатором и регулирующим вентилем.

## ВЛАЖНЫЙ И СУХОЙ ПРОЦЕССЫ В КОМПРЕССОРЕ

У машины, работающей по обратному циклу Карно, весь процесс в плоскости  $s, T$ -диаграммы вписывается в область влажного пара. В условиях этого, теоретически наиболее выгодного процесса, кипение жидкого агента не доводится до конца и должно заканчиваться в такой точке изотермы, через которую проходит адиабата сжатия. Сжатие заканчивается при превращении влажного пара в сухой насыщенный.

Такой процесс, при котором в цилиндр компрессора поступает влажный пар, а в конце сжатия образуется сухой насыщенный пар, называется влажным процессом.

Однако практически вполне возможно не ограничивать кипение агента и довести его до конца, т. е. до конечной правой точки изотермы кипения, лежащей на правой пограничной кривой. В этом случае холодный сухой насыщенный пар, поступающий в компрессор, будет сжиматься по адиабате, лежащей вне области влажного пара. Сжатый перегретый пар из компрессора

выталкивается в конденсатор, в котором холодильный агент сперва охлаждается до температуры конденсации, после чего уже конденсируется.

Такой процесс, при котором в цилиндр компрессора поступает сухой насыщенный пар, а в конце сжатия образуется перегретый пар, называется сухим.

Рассмотрим те явления, которые возникают в цилиндре компрессора при осуществлении этих процессов. Работа компрессора показана на  $V, p$ -диаграмме (рис. 16).

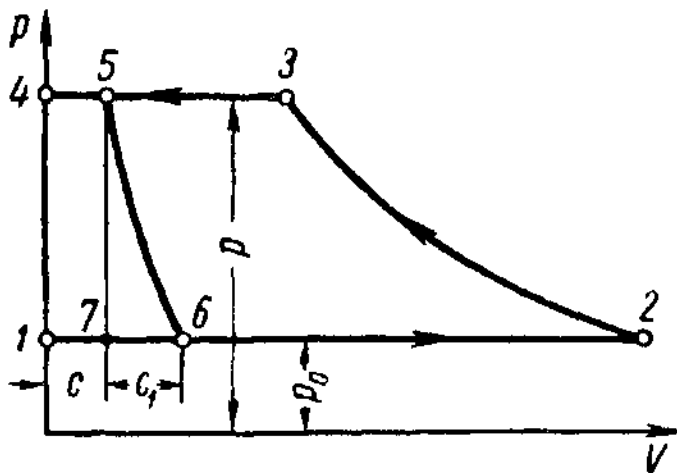


Рис. 16. Индикаторная диаграмма компрессора при наличии мертвого пространства

В теоретической индикаторной диаграмме 1—2 всасывание агента в цилиндр компрессора, 2—3 адиабатическое сжатие, 3—4 выталкивание сжатого агента.

В действительной индикаторной диаграмме, благодаря наличию мертвого пространства компрессора  $C$  (объем между поршнем и крышкой компрессора и объем клапанных гнезд), линия выталкивания сжатого агента представляет отрезок 3—5. В точке 5 поршень меняет направление движения на обратное.

Рабочее вещество, находясь в мертвом пространстве, под давлением нагнетания  $p$  при ходе поршня слева направо расширится до давления  $p_0$ . Расширение агента в цилиндре компрессора протекает по линии 5—6.

Всасывание рабочего вещества возобновится лишь в точке 6, когда поршень пройдет некоторый путь слева направо, и дальше будет протекать уже по линии 6—2.

Таким образом, в связи с расширением сжатого агента, оставшегося в мертвом пространстве, уменьшается объемное количество засасываемого в компрессор агента, или объемная производительность компрессора.

Объемную потерю, связанную с расширением агента в цилиндре компрессора, можно характеризовать отрезком  $C_1$  индикаторной диаграммы. Очевидно, для уменьшения этой потери нужно стремиться к наименьшему мертвому пространству, а также уменьшению отношения давлений  $\frac{p}{p_0}$ , между которыми работает компрессор.

Объемную потерю, связанную с расширением агента в цилиндре компрессора, можно характеризовать отрезком  $C_1$  индикаторной диаграммы. Очевидно, для уменьшения этой потери нужно стремиться к наименьшему мертвому пространству, а также уменьшению отношения давлений  $\frac{p}{p_0}$ , между которыми работает компрессор.

Холодильный компрессор работает так, что при всасывающем ходе поршня, холодный пар, заполняющий цилиндр, охлаждает

компрессор, при сжимающем ходе поршня агент сильно нагревается, в свою очередь, нагревая компрессор.

Таким образом, компрессор работает в условиях переменного температурного режима, и цилиндр его попеременно охлаждается и нагревается.

В случае влажного процесса при всасывании в цилиндр компрессора агент поступает в виде смеси пара с капельками жидкости. Эта смесь сепарируется, и капельки жидкого агента, как более тяжелые, оседают на достаточно нагретых стенках цилиндра. Так как коэффициент теплоотдачи между жидкостью и стенками цилиндра достаточно высок, то внутри цилиндра происходит испарение агента с образованием большого объема пара, препятствующего всасыванию новых частей холодильного агента из испарителя.

Капельки жидкого агента, не успевшие испариться, при быстром процессе сжатия скапливаются в мертвом пространстве. А так как жидкость практически несжимаема, то наличие ее в мертвом пространстве может привести к гидравлическому удару в цилиндре компрессора и даже к его разрушению.

Другие условия создаются при сухом процессе. Теплообмен между стенками компрессора и холодильным агентом, хотя и происходит, но менее интенсивно по сравнению с влажным процессом, так как перегретый пар имеет меньший коэффициент теплоотдачи, чем влажный. Кроме того, теплопроводность перегретого пара меньше, чем влажного.

При сухом процессе уменьшается влияние мертвого пространства компрессора. В мертвом пространстве и при сухом процессе остается некоторое количество агента в сжатом состоянии, но расширение его при всасывающем ходе поршня пойдет по менее пологой кривой по сравнению с влажным процессом. Следовательно, объем холодильного агента, засасываемый в цилиндр компрессора, при сухом процессе будет больше, чем при влажном, и холодильное действие агента практически будет более высоким.

На рис. 17 работа машины сухим процессом изображена в  $s, T$ -диаграмме. Холодопроизводительность на 1 кг агента соответствует площади  $a-1-4-b-a$ , т. е. больше на  $\Delta q_0$  аналогичной площади  $a-1-1'-d-a$ . Однако при этом и работа, затрачиваемая на процесс, возрастает на  $\Delta AL$  соответственно площади  $1-2-2'-1'-1$ . Сравнение этих площадей показывает, что при переходе к сухому процессу приращение холодопроизводительности происходит медленнее, чем затрачиваемой работы. Это обстоятельство отрицательно сказывается на значении холодильного коэффициента. Хотя переход к сухому процессу в теоретическом цикле с термодинамической точки зрения



мало целесообразен, тем не менее в практических условиях он является предпочтительным, по причинам, уже рассмотренным. В действительности сухой процесс оказывается экономичнее влажного.

Практически сухой процесс может быть осуществлен путем включения в схему холодильной машины специального аппарата, называемого отделителем жидкости (рис. 18). Пары холодиль-

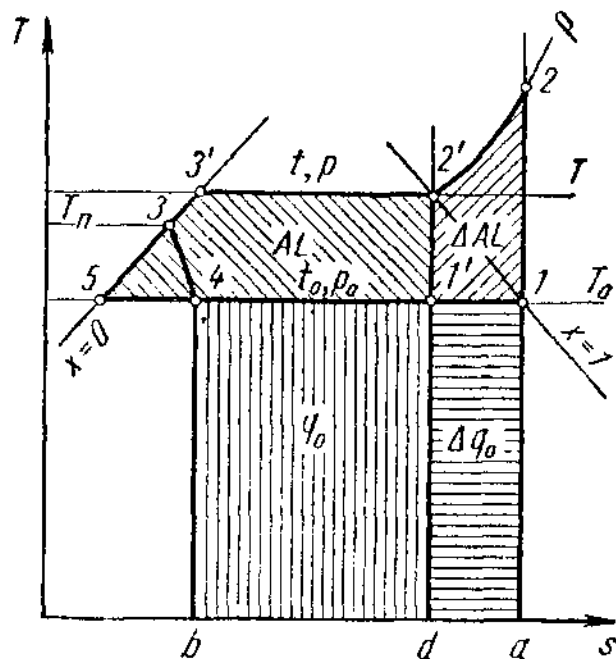


Рис. 17. Работа в области перегрева

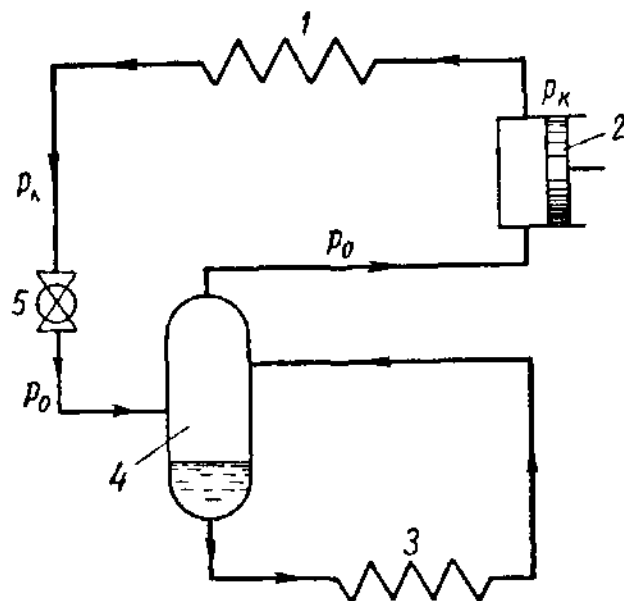


Рис. 18. Схема включения отделителя жидкости:

1 — конденсатор, 2 — компрессор, 3 — испаритель, 4 — отделитель жидкости, 5 — регулирующий вентиль

ного агента из испарителя засасываются в компрессор через отделитель жидкости, в котором происходит сепарация. Частишки жидкости, как более тяжелые, собираются в нижней части сосуда и отсюда снова возвращаются в испаритель. Сухой пар из верхней части сосуда засасывается в компрессор.

### РАСЧЕТ ЦИКЛА ПАРОВОЙ КОМПРЕССИОННОЙ МАШИНЫ

Расчет цикла холодильной машины, т. е. определение параметров холодильного агента, тепловой расчет основных процессов цикла, общего теплового баланса, количества холодильного агента и объема агента, проходящего через компрессор, определение мощности двигателя холодильной машины обычно производится графическим методом с помощью термодинамических диаграмм, особенно  $s, T$ - и  $i, p$ -диаграмм.

В расчетах широко используют также таблицы холодильных агентов, составленные на основании экспериментальных данных.

Последовательными стадиями расчета графическим методом являются: установление исходных условий и величин, необходимых для расчета; нанесение проектируемого холодильного цикла на рабочую тепловую  $s$ ,  $T$ - или  $i$ ,  $p$ -диаграмму, согласно принятым исходным условиям; определение параметров агента в характерных точках цикла и собственно тепловой расчет цикла.

Исходными позициями расчета должны быть:  $Q_0$ , ккал/час,  $t_0$ ,  $t$ ,  $t_{\text{п}}$ , холодильный агент и процесс работы проектируемой машины.

Величина  $Q_0$  ккал/час — количество холода, которое холодильная машина должна вырабатывать, чтобы компенсировать все теплопритоки охлаждаемого помещения, т. е. часовая холодопроизводительность машины. Эта величина определяется калорическим расчетом (см. главу VII);

$t_0$  — температура испарения холодильного агента в испарителе;

$t$  — температура конденсации агента в конденсаторе;

$t_{\text{п}}$  — температура переохлаждения агента.

В совокупности  $t$ ,  $t_0$  и  $t_{\text{п}}$  представляют собой температурный режим работы холодильной машины, который устанавливается для любого случая в зависимости от назначения холодильной машины и температуры внешней среды (температура воды в водоемах, температура воздуха).

Эта зависимость обычно следующая:

$t_0$  принимают на  $9$ — $10^\circ$  ниже проектируемой температуры холодильной камеры. В свою очередь, температура камеры или какого-либо другого холодильного помещения устанавливается, исходя из технологических требований. Например, в камере для замораживания рыбного филе —  $30$ , — $35^\circ$ , в камере для хранения мороженой рыбы —  $20$ , — $25^\circ$ ;

$t$  принимают на  $3$ — $4^\circ$  выше температуры уходящей из конденсатора воды, которая нагревается там на  $5$ — $8^\circ$ . Таким образом,  $t$  определяется температурой воды источника. Например, при использовании холодной воды из артезианской скважины с температурой  $10^\circ$ ,  $t$  будет около  $20^\circ$ , а воды хорошо прогреваемого мелководного озера с температурой  $18^\circ$ ,  $t = 28$ — $30^\circ$ . В судовых холодильных установках  $t$  обычно принимают на  $6^\circ$  выше температуры забортной воды;

$t_{\text{п}}$  принимают на  $1$ — $2^\circ$  выше температуры поступающей воды, т. е. той воды, которой питаются конденсатор и переохладитель.

Чаще всего пользуются аммиаком или фреоном-12. Вопрос о выборе холодильного агента нами ранее рассмотрен достаточно подробно. Холодильная машина может работать влажным или сухим процессом. В расчетах следует исходить из сухого процесса, как более экономичного в практических условиях.

После установления исходных условий и величин, в рабочей тепловой диаграмме для выбранного холодильного агента наносится холодильный цикл в полном соответствии с исходными позициями (см. рис. 12).

**s, T-диаграмма.** В области насыщенного пара находится изотерма (она же изобара), соответствующая избранной  $t_0$ . При пересечении этой изотермы с правой пограничной кривой отмечают точку 1. Она характеризует собой состояние сухого насыщенного пара, засасываемого в холодильный компрессор.

В той же области диаграммы, но выше изотермы испарения находится изотерма (она же изобара) конденсации, соответствующая избранной  $t$ . При пересечении изотермы конденсации с правой пограничной кривой отмечается точка 2', а с левой пограничной кривой — точка 3. На левой пограничной кривой, ниже точки 3, находим и отмечаем точку 3', соответствующую избранной  $t_{\text{п}}$ .

Эта точка 3' характеризует состояние переохлажденного агента перед регулирующим вентилем. На диаграмме в области перегретого пара находим точку 2 как точку пересечения адиабаты, проходящей через точку 1, и изобары, проходящей через точку 2'.

Точка 2 характеризует состояние агента в конце сжатия или в момент поступления его в конденсатор. Из точки 3' проведем изоэнтальпу до пересечения с изотермой испарения. Найдем точку 4, которая характеризует состояние агента, поступающего в испаритель. Теперь все точки спроектированного холодильного процесса найдены и нанесены на энтропийную диаграмму. Соединим их прямыми или кривыми линиями в s, T-диаграмме (см. рис. 12, б) и получим холодильный цикл. Здесь 1—2 адиабатическое сжатие агента в компрессоре; 2—2'—3 процесс в конденсаторе, причем 2—2' изобара охлаждения агента, а 2'—3 изотерма (она же изобара) конденсации; 3—3' изобара переохлаждения агента; 3'—4 процесс дросселирования, протекающий по изоэнтальпе и 4—1 изотерма (она же изобара) кипения агента в испарителе.

**i, p-диаграмма.** Особенности построения цикла в i, p-диаграмме вытекают из ее структуры. В этой диаграмме изобары во всех областях ее представлены горизонтальными прямыми, а изоэнтальпы — вертикальными прямыми. В области насыщенного пара находится изобара (она же изотерма), соответствующая избранной  $t_0$ ; при пересечении ее с правой пограничной кривой отмечают точку 1.

В той же области диаграммы, но выше найденной изобары испарения, находят изобару (она же изотерма) конденсации, соответствующую избранной  $t$ .

Пересечение изобары конденсации с правой пограничной кривой дает точку  $2'$ , а с левой — точку  $3$ .

На диаграмме, в области перегретого пара найдем точку  $2$  как точку пересечения адиабаты сжатия, проходящей через точку  $1$  и изобары конденсации; на изобаре конденсации левее точки  $3$  точку  $3'$  в месте пересечения изобары с изотермой  $t_{п}$ , соответствующей установленной температуре переохлаждения жидкого агента. Дросселирование изобразится на диаграмме вертикальной прямой — изоэнтальпой, проходящей через точку  $3'$  и пересекающей изобару испарения в точке  $4$ . Соединив найденные точки (см. рис. 12, в), получим в  $i, p$ -диаграмме холодильный цикл, где  $1-2$  адиабатическое сжатие агента в компрессоре;  $2-2'-3$  процесс в конденсаторе, причем  $2-2'$  изобарическое охлаждение агента, а  $2'-3$  собственно конденсация агента;  $3-3'$  изобара переохлаждения агента;  $3'-4$  процесс дросселирования в регулирующем вентиле и  $4-1$  кипения агента в испарителе.

Пользуясь тепловой диаграммой с нанесенным на нее заданным холодильным циклом, определим параметры холодильного агента в характерных точках цикла.

Этими параметрами, необходимыми для общего расчета, являются:

в точке  $1$  — энтальпия  $i_1$  ккал/кг, удельный объем  $v_1$  м<sup>3</sup>/кг, давление  $p_1$  кг/см<sup>2</sup>;

в точке  $2$  — энтальпия  $i_2$  ккал/кг, давление  $p_2$  кг/см<sup>2</sup>;

в точке  $3$  — энтальпия  $i_3$  ккал/кг;

в точке  $3'$  — энтальпия  $i'_3$ , ккал/кг;

в точке  $4$  — энтальпия  $i_4$ , ккал/кг.

Численные значения энтальпии, удельного объема, давления, точно так же как и других параметров, необходимых в более детальных расчетах отдельных процессов цикла, определяют из тепловых диаграмм, по значению соответствующих линий, проходящих через характерные точки цикла.

Произведем теперь общий расчет цикла.

Холодопроизводительность 1 кг холодильного агента определяют по разности энтальпий в конечных точках изотермы (или адиабаты) испарения

$$q_0 = i_1 - i_4 \text{ ккал/кг.}$$

Заметим, что если машина работает без переохлаждения, то  $q_0 = i_1 - i_4$ , ккал/кг, т. е. меньше на величину отрезка  $4'-4$  по сравнению с машиной, работающей с переохлаждением.

Тепловой эквивалент работы сжатия в компрессоре определяют по разности энтальпий в конечных точках адиабаты сжатия  $1-2$

$$AL = i_2 - i_1 \text{ ккал/кг.}$$

Количество теплоты, отданное 1 кг агента в конденсаторе при охлаждении, конденсации и переохлаждении его

$$q = i_2 - i'_3 \text{ ккал/кг.}$$

Из этого количества теплоты отводится от холодильного агента: при охлаждении  $q' = i_2 - i_2'$  ккал/кг, конденсации  $q'' = i_2' - i_3$  ккал/кг и переохлаждении  $q''' = i'_3 - i$  ккал/кг.

При наличии в машине обособленного переохладителя тепловая нагрузка конденсатора на 1 кг агента будет  $q' + q''$ , а переохладителя  $q'''$ .

Тепловой баланс — согласно закону сохранения энергии количество теплоты, подведенной к холодильному агенту, в циклическом процессе должно равняться количеству теплоты, отведенной от агента, т. е

$$q_0 + AL = q = i_2 - i_3'.$$

Холодильный коэффициент цикла

$$\varepsilon_T = \frac{q_0}{AL}.$$

Вес агента, циркулирующего в машине, или количество агента, всасываемое компрессором за час,

$$G = \frac{Q_0}{q_0} \text{ кг/час.}$$

Часовой объем компрессора или объем паров холодильного агента, всасываемых компрессором в течение одного часа,

$$V_h = Gv_1 \text{ м}^3/\text{час},$$

где  $v_1$  — удельный объем агента, значение которого находят в тепловой диаграмме или берут из таблиц насыщенных паров.

Величину  $V_h$  можно вычислить и иначе

$$V_h = Gv_1 = \frac{Q_0}{\frac{q_0}{v_1}} = \frac{Q_0}{q_v} \text{ м}^3/\text{час},$$

где  $q_v = \frac{q_0}{v_1}$  — объемная холодопроизводительность холодильного агента или холодопроизводительность, отнесенная к 1 м<sup>3</sup> всасываемых паров.

По рассчитанному теоретическому объему  $V_h$  определяют главные размеры холодильного компрессора.

Общее количество отведенной от агента теплоты или общая часовая тепловая нагрузка конденсатора

$$Q = Gq \text{ ккал/час.}$$

По этому количеству теплоты определяют поверхность теплопередачи конденсатора.

Теоретическая мощность двигателя, приводящего в действие холодильный компрессор,

$$N_T = \frac{GAL}{632} \text{ л. с.}, \text{ или } N_T = \frac{GAL}{860} \text{ квт},$$

где 632 и 860 — тепловые эквиваленты, соответственно 1 л. с. ч. и 1 квт. ч.

Работа  $GAL$  может быть вычислена

$$GAL = \frac{Q_0}{\epsilon_T},$$

тогда, теоретическую мощность двигателя определяют также следующим образом:

$$N_T = \frac{Q_0}{860\epsilon_T} = \frac{Q_0}{K_T},$$

где  $K_T$  — теоретическая удельная холодопроизводительность машины.

Отношение давлений в конденсаторе и испарителе  $\frac{p}{p_0}$ .

Это отношение вычисляют для определения действительных коэффициентов, характеризующих работу компрессора при его расчете.

### НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ЦИКЛЫ ПАРОВЫХ КОМПРЕССИОННЫХ МАШИН

Высокое качество мороженых пищевых продуктов может быть достигнуто лишь при быстром замораживании и хранении при низких температурах. Это особенно важно для рыбы и рыбных продуктов, как наиболее быстро портящихся. Для них необходимо поддерживать температуру в замораживающих аппаратах не выше  $-30 \div -35^\circ$ , а в камерах хранения не выше  $-20 \div -25^\circ$  и даже более низкую температуру в отношении жирной рыбы, тресковой печени и др. Такой температурный режим в холодильных аппаратах и камерах может быть обеспечен, если холодильная машина работает при температурах испарения холодильных агентов, соответственно  $-40 \div -45^\circ$  и  $-30 \div -35^\circ$ .

В этих условиях даже при наиболее высокой температуре испарения ( $t_0 = -30^\circ$ ) и обычной температуре конденсации ( $t = 30^\circ$ ) холодильная машина работает с очень большим перепадом давлений  $\frac{p}{p_0}$ , т. е. неэкономично. При очень больших значениях величины  $\frac{p}{p_0}$  всасывание холодильного агента в одноступенчатом компрессоре вообще не происходит. Уже при  $t_0 = -25^\circ$  аммиачная машина работает малоэкономично; в этом случае  $\frac{p}{p_0} = 8$ . Поэтому считается невыгодным применять обычную одноступенчатую паровую компрессионную машину, если отношение давлений  $\frac{p}{p_0}$  превышает 8.

Это объясняется тем, что при высоком значении  $\frac{p}{p_0}$  увеличиваются потери в компрессоре и его производительность понижается, а также увеличиваются потери в регулирующем вентиле.

Таким образом, современная холодильная техника, особенно на рыбопромышленных береговых предприятиях и судах-рефрижераторах, нуждается в достаточно эффективных низкотемпературных циклах.

К ним относятся: циклы холодильной машины с двуступенчатым сжатием агента, применением струйного прибора, каскадный.

### **Циклы холодильной машины с двуступенчатым сжатием**

Характерной особенностью этой машины является двуступенчатое сжатие агента, при котором каждый из двух цилиндров работает уже при относительно небольшом отношении давлений нагнетания и всасывания агента. Цикл позволяет устранить недостатки, связанные с большими потерями холодопроизводительности компрессора, если бы последний работал при  $\frac{p}{p_0} > 8$ .

Кроме того, в цикле с двуступенчатым сжатием появляется возможность такого регулирования, которое позволяет поддерживать более гибкий температурный режим в камерах или трюмах, рассчитанный на несколько потребителей холода.

На рис. 19, а приведена принципиальная схема машины двуступенчатого сжатия с неполным промежуточным охлаждением, а на рис. 19, б цикл этой машины изображен на  $s, T$ -диаграмме.

Через цилиндр высокого давления (ц. в. д.) проходит  $G$  кг агента в единицу времени. Агент поступает в конденсатор в со-

стоянии, характеризуемемся точкой 4' энтропийной диаграммы. В конденсаторе агент сжижается и затем переохлаждается до состояния, показанного в точке 5. В регулирующем вентиле

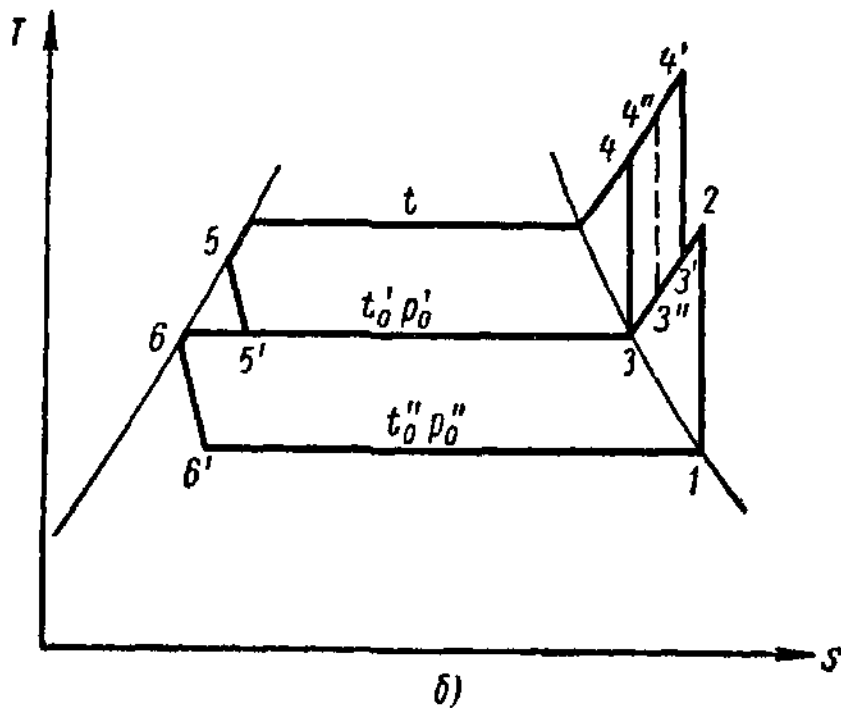
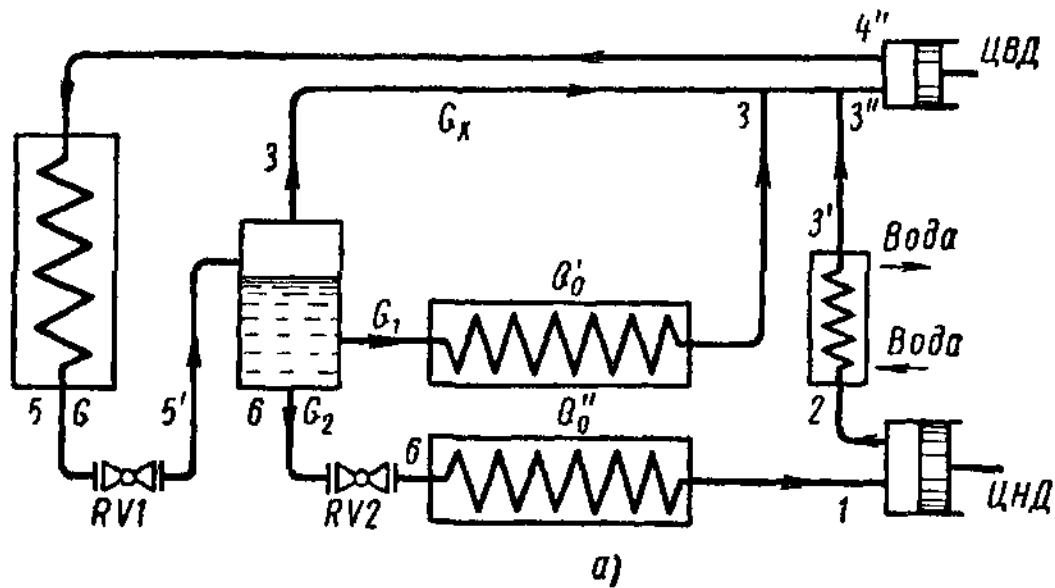


Рис. 19. Схема холодильной машины, работающей по принципу двухступенчатого сжатия и регулирования:  
 а — с неполным промежуточным охлаждением; б — цикл в  $s, T$ -диаграмме

(RV1) агент дросселируется до состояния, указанного в диаграмме точкой 5', и поступает в отделитель жидкости. Здесь влажный пар сепарируется по уравнению

$$G = G_x + G(1-x) \text{ кг,}$$

т. е. из поступившего за единицу времени агента весом  $G$  кг в отделителе образуется  $G_x$  кг сухого насыщенного пара и  $G(1-x)$  кг жидкости.



$G_x$  кг сухого насыщенного пара поступает из отделителя в ц. в. д., в то время как жидкий холодильный агент частью питает испаритель высокого давления ( $G_1$  кг агента), а в остальной части ( $G_2$  кг агента) проходит через второй регулирующий вентиль (RV2) и поступает в испаритель низкого давления. Следовательно,  $G(1-x) = G_1 + G_2$  кг.

В испарителе высокого давления  $G_1$  кг агента кипит при температуре, равной  $t'_0$  по изотерме  $b-3$ , и воспринимает от охлаждаемой среды  $Q'_0$  ккал теплоты. Процесс в RV2 протекает по изоэнтальпе  $b-b'$ , а кипение жидкого агента, поступившего в испаритель низкого давления, по изотерме  $b'-1$ , соответствующей температуре  $t''_0$ . В испарителе низкого давления холодильный агент воспринимает от охлаждаемой среды  $Q''_0$  ккал теплоты.

Сухой насыщенный пар состояния, показанного точкой 1, засасывается цилиндром низкого давления (ц. н. д.) и сжимается по адиабате  $1-2$ .

Сжатый агент ц. н. д. нагнетается в промежуточный холодильник, в котором водой отводится от агента теплота согласно отрезку  $2-3'$  диаграммы. Далее агент поступает в ц. в. д., в котором теоретически должен сжиматься по адиабате  $3'-4'$ . Одновременно в ц. в. д. поступает  $G_x$  кг пара из отделителя жидкости и  $G_1$  кг пара из испарителя высокого давления. Этот пар, т. е.  $(G_x + G_1)$  кг, теоретически должен сжиматься в ц. в. д. по адиабате  $3-4$ .

Однако в ц. в. д. не может осуществляться раздельное сжатие агента по двум адиабатам  $3'-4'$  и  $3-4$ , как это получается исходя из теоретических условий. В действительности, сжатие всего поступившего в ц. в. д. пара пойдет по адиабате  $3''-4''$  так как пар с состоянием, характеризуемым точкой 3, смешивается с паром, характеризуемым точкой 3', еще до поступления в цилиндр компрессора.

Основы теплового расчета этого цикла сводятся к следующему.

Величинами, исходными для расчета, являются холодопроизводительность  $Q'_0$ ,  $Q''_0$ , температуры кипения  $t'_0$  и  $t''_0$  и температуры охлаждающей воды, конденсации и переохлаждения холодильного агента, тип конденсатора.

По условиям цикла через ц. в. д. в единицу времени проходит  $G$  кг агента, в отделителе из этого количества выделяется  $G_x$  кг сухого пара и  $G(1-x)$  кг жидкого агента, так что  $G = G_x + G(1-x)$  кг.

Из  $G(1-x)$  жидкого агента в испаритель высокого давления поступает  $G_1$  кг и в испаритель низкого давления  $G_2$  кг, т. е.  $G(1-x)$  кг =  $G_1 + G_2$ .

Следовательно,  $G = G_x + G_1 + G_2$ .

Целью расчета является вычисление величин  $G$ ,  $G_1$  и  $G_2$ , а также определение затрачиваемой работы машины, т. е. ц. в. д. и ц. н. д.

Находим количество  $G_1$  кг агента, проходящего через испаритель высокого давления, и количество  $G_2$  кг агента, проходящего через испаритель низкого давления,

$$G_1 = \frac{Q_0'}{i_3 - i_6} \text{ кг}; \quad G_2 = \frac{Q_0''}{i_1 - i_6} \text{ кг}.$$

Количество  $G$  кг агента, проходящего через ц. в. д., конденсатор и  $RV1$  находят из выражения материального баланса

$$G(1-x) = G_1 + G_2,$$

откуда

$$G = \frac{G_1 + G_2}{(1-x)} \text{ кг}.$$

Поскольку величины  $G$ ,  $G_1$  и  $G_2$  теперь известны, количество  $G_x$  вычисляют из выражения материального баланса цикла  $G = G_x + G_1 + G_2$ , т. е.

$$G_x = G - G_1 - G_2 \text{ кг}.$$

Работу  $AL_1$ , затраченную в ц. в. д., и  $AL_2$ , израсходованную в ц. н. д., определяют из уравнений

$$AL_1 = G(i_4'' - i_3'') = G_2(i_4' - i_3') + (G_x + G_1)(i_4 - i_3),$$

$$AL_2 = G_2(i_2 - i_1).$$

Схема машины с двуступенчатым сжатием и полным промежуточным охлаждением приведена на рис. 20, а ее цикл показан в  $i, p$ -диаграмме (рис. 20, б). Через ц. в. д. проходит  $G$  кг агента в единицу времени. Агент поступает в конденсатор в состоянии, характеризуемом точкой 4; здесь же он сжижается и переохлаждается до состояния, показанного в точке 5 диаграммы.

В  $RV1$  агент дросселируется до состояния, указанного в диаграмме точкой 5', поступая со степенью сухости  $x$  в промежуточный сосуд-отделитель жидкости.

В отделителе образуется  $G_x$  кг сухого пара и  $G(1-x)$  кг жидкого агента. Первая часть его поступает в ц. в. д., вторая расходуется по трем направлениям.  $G_1$  кг жидкости поступает в испаритель высокого давления,  $G_2$  кг через  $RV2$  направляется в испаритель низкого давления и  $G'$  кг расходуется в промежуточном сосуде на полное промежуточное охлаждение

агента, поступающего из ц. н. д. Следовательно,  $G(1-x) = G_1 + G_2 + G'$  кг.

Холодильный агент в испарителе высокого давления выкипает в процессе  $б-3$ , направляясь затем к всасывающему трубо-

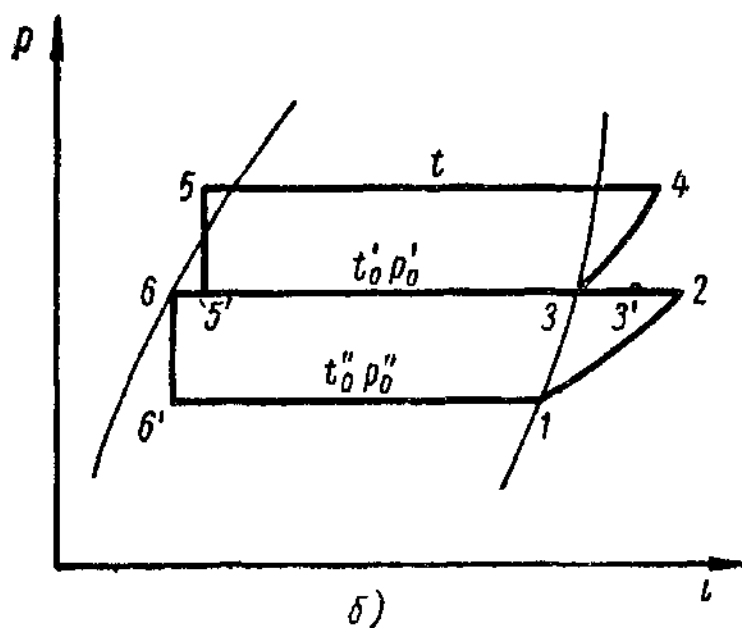
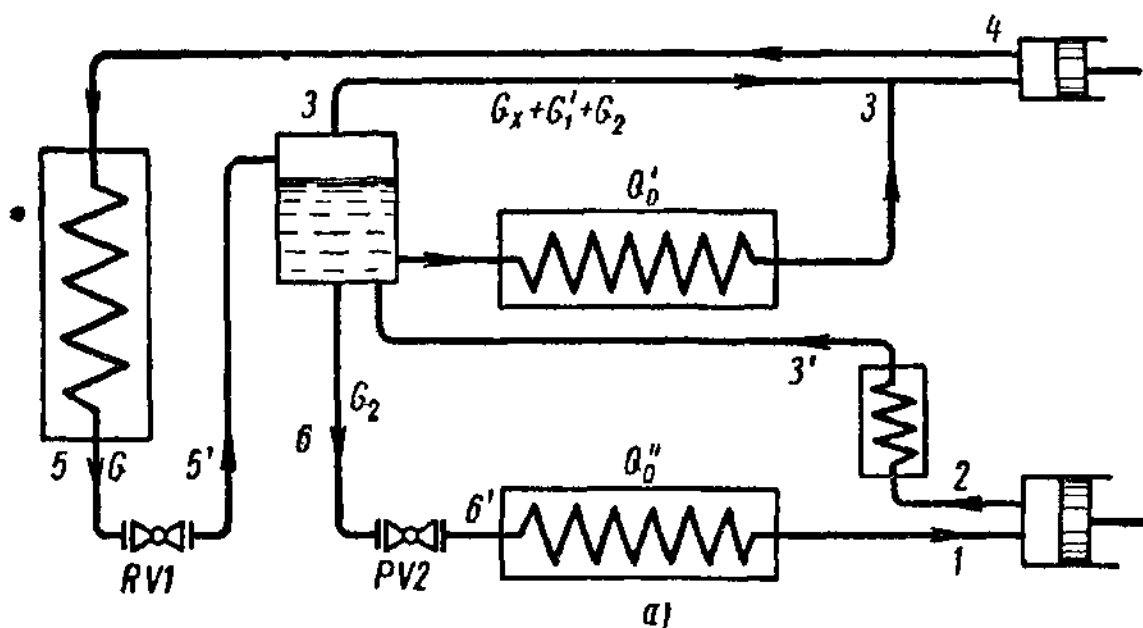


Рис. 20. Схема холодильной машины, работающей по принципу двухступенчатого сжатия и регулирования:  
 а — с полным промежуточным охлаждением; б — цикл в  $i, p$ -диаграмме

проводу ц. в. д.  $G_2$  кг агента, пройдя  $RV2$ , поступает в испаритель низкого давления, кипит, засасывается ц. н. д. и здесь адиабатически сжимается по линии  $1-2$  энтальпийной диаграммы. Сжатый и нагретый в ц. н. д. агент направляется в промежуточный водяной холодильник.

В процессе изобарического изменения состояния агента по линии  $2-3'$  от него отводится некоторое количество теплоты. Далее, для того чтобы дополнительно отнять остальную теплоту

перегрева, пар из водяного холодильника направляют в промежуточный сосуд. Здесь за счет кипения  $G_1$  кг жидкого агента в процессе  $3'-3$  от  $G_2$  кг перегретого пара отводится  $G_2 (i_{3'} - i_3)$  ккал теплоты.

Если условия теплообмена между жидкостью и перегретым паром совершенны, то справедливо уравнение

$$G_2 (i_{3'} - i_3) = G' (i_3 - i_6).$$

Теперь весь пар в количестве  $G = G_x + G_1 + G_2 + G'$  в одном и том же состоянии, которое характеризует точка 3, т. е. в состоянии сухого насыщенного пара, засасывается ц. в. д., сжимается по линии  $3-4$  и выталкивается в конденсатор.

В схеме может быть исключено промежуточное водяное охлаждение. В этом случае процесс полного промежуточного охлаждения может быть осуществлен целиком за счет теплоты парообразования в промежуточном сосуде. Это не вносит в расчет цикла существенных изменений. Следует лишь параметры точки  $3'$  заменить параметрами точки 2. Кроме того, пропускают перегретые пары агента через промежуточный сосуд или то же количество  $G'$  кг агента расходуют путем впрыскивания в нагнетательном трубопроводе.

Величинами, исходными для расчета, являются  $Q'_0$ ,  $Q_0''$ ,  $t'_0$  и  $t''_0$ , тип конденсатора, температура охлаждающей воды, конденсации и переохлаждения холодильного агента.

По условиям цикла через ц. в. д. в единицу времени проходит  $G$  кг агента. В промежуточном сосуде-отделителе образуется из  $G$  кг агента  $G_x$  кг сухого пара и  $G(1-x)$  кг жидкости, т. е.  $G = G_x + G(1-x)$  кг.

$G(1-x)$  кг жидкости расходуют:  $G_1$  кг в испарителе высокого давления,  $G_2$  кг — в испарителе низкого давления и  $G'$  кг — на совершение полного промежуточного охлаждения в промежуточном сосуде, т. е.  $G(1-x) = G_1 + G_2 + G'$ .

Используя исходные величины и условия цикла, можно вычислить:

количество  $G_1$  кг агента, проходящего через испаритель высокого давления, и  $G_2$  кг агента, проходящего через испаритель низкого давления,

$$G_1 = \frac{Q'_0}{i_3 - i_6}; \quad G_2 = \frac{Q_0''}{i_1 - i_6};$$

количество  $G'$  кг агента, идущего на полное промежуточное охлаждение. Его определяют по уравнению теплообмена в промежуточном сосуде

$$G_2 (i_{3'} - i_3) = G' (i_3 - i_6),$$

откуда

$$G' = G_2 \frac{i_{3'} - i_3}{i_3 - i_0};$$

общее весовое количество агента  $G_1$ , которое вычисляют из равенства  $G(1-x) = G_1 + G_2 + G'$ ,

$$G = \frac{1}{1-x} (G_1 + G_2 + G');$$

работу  $AL_1$ , затраченную в ц. в. д. и  $AL_2$ , израсходованную в ц. н. д., находят по уравнениям

$$AL_1 = G(i_4 - i_3); \quad AL_2 = G_2(i_2 - i_1).$$

Процессы двуступенчатого сжатия и регулирования могут быть осуществлены и при одной низкой температуре испарения, в этом случае из схемы исключают испаритель высокого давления и, следовательно,  $Q_0' = 0$  и  $G_1 = 0$ .

Этот вариант схем двуступенчатого сжатия имеет наибольшее распространение на предприятиях и рефрижераторных судах рыбной промышленности.

### Цикл с применением струйного прибора

На многих предприятиях пищевой промышленности и особенно по обработке рыбы, куда сырье поступает в периоды массового лова, высокое качество продукции при холодильной обработке достигается при достаточно низком температурном режиме, при котором невозможно экономически удовлетворительно использовать одноступенчатые паровые компрессионные машины.

Ввиду сезонного характера производства низкотемпературные установки (например, рыбоморозилки, фризеры и закалочные мороженого и т. д.) работают, как правило, периодически, соответственно поступлениям или выработке продуктов.

При этом особое значение приобретает упрощение эксплуатации и приспособленность холодильной установки к переменному режиму работы — маневренность машин. В таком случае возможно применение в схеме обычной холодильной машины так называемого поджимающего компрессора, который по существу приводит к двуступенчатому сжатию. Поджимающий, или бустер-компрессор, включается в схему на стороне низкого давления и как бы заменяет ц. н. д.

При низкой температуре кипения, при которой холодильная машина неизбежно должна работать в периоды подключения к ней низкотемпературных потребителей холода, бустер-компрессор поджимает пары холодильного агента, проходящие через

него из испарителя. Поскольку в цилиндр основного компрессора агент поступает при более высоком давлении всасывания, в нем создаются нормальные условия работы при допустимом отношении давлений нагнетания и всасывания.

Однако поршневые бустер-компрессоры в эксплуатации сложны и не всегда надежны.

В связи с этим возникла идея о трансформации низкотемпературного тепла с помощью безмашинных бустер-компрессоров, в качестве которых, по предложению И. С. Бадылькеса, могут служить пароструйные приборы. Принципиальная схема машины показана на рис. 21.

Пароструйный прибор (см. рис. 22) включается во всасывающий трубопровод перед компрессором. Система работает следующим образом: отработавший пар из испарителя с давлением  $p_H$  направляется в пароструйный прибор. Одновременно в прибор поступает некоторое количество ра-

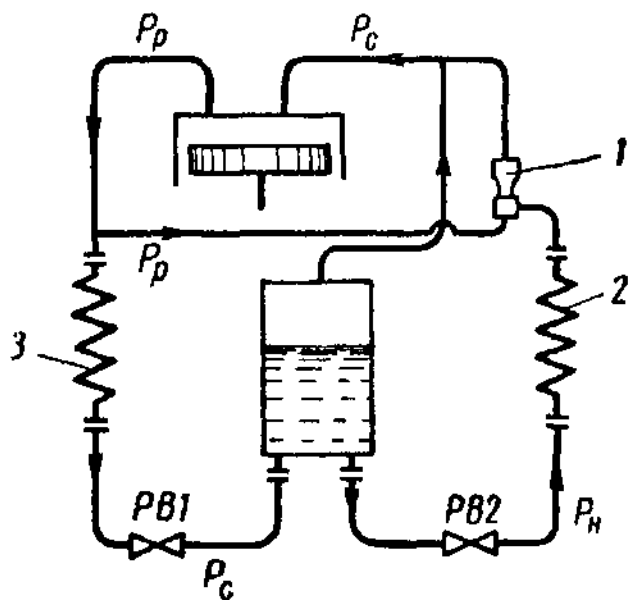


Рис. 21. Схема холодильной машины с пароструйным прибором: 1 — струйный прибор, 2 — испаритель, 3 — конденсатор

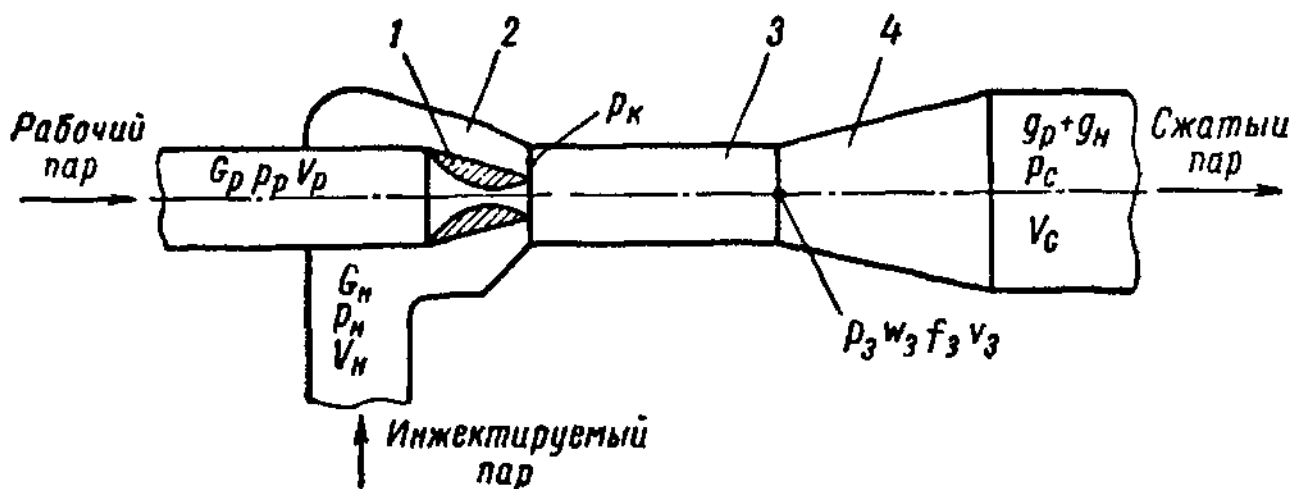


Рис. 22. Пароструйный прибор:

1 — сопло, 2 — приемная камера, 3 — камера смешения, 4 — диффузор

бочего пара высокого давления  $p_p$ , который отбирается из системы перед конденсатором. Рабочий пар подводится к соплу, в котором происходит его расширение, в результате чего в камере смешения с отработавшим паром его давление падает до  $p_k$ . По пути между соплом и камерой смешения рабочий пар, подсасывая отработав-

ший, направляется в диффузор, повышающий давление пара до  $p_c$ , с которым он направляется в компрессор. Таким образом, благодаря действию струйного прибора повышается давление всасывания перед компрессором на величину  $p_c - p_H$ .

Пароструйный прибор имеет преимущества перед бустер-компрессором, так как он прост, надежен, по конструктивному выполнению долговечен и герметичен. Герметичность прибора обеспечивает работу даже при очень глубоком вакууме.

### Каскадный цикл

Каскадные холодильные машины применяют, когда требуются очень низкие температуры. Работая при низких температурах кипения с одним холодильным агентом, приходится значи-

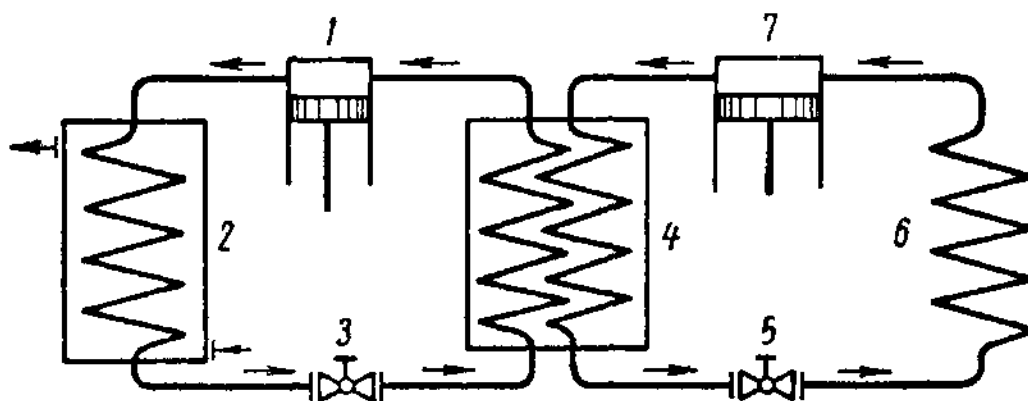


Рис. 23. Схема каскадной холодильной машины.

- 1 — компрессор верхней части каскада, 2 — конденсатор,  
3 — регулирующий вентиль, 4 — испаритель конденсатора,  
5 — регулирующий вентиль, 6 — испаритель, 7 — компрессор  
нижней части каскада

тельно расширять диапазон давлений в машине. Однако ряд агентов требуют при низких температурах кипения глубокого вакуума, что связано с подсасыванием в систему воздуха. Чтобы избежать этого и сузить диапазон давлений, прибегают к каскадным циклам. Каскадным циклом объединяются две холодильные машины (а иногда и более), работающие различными холодильными агентами, по своим термодинамическим свойствам наиболее подходящими для заданных температурных условий.

Схема каскадной холодильной машины показана на рис. 23.

Каскадная холодильная машина является сдвоенной холодильной машиной, т. е. в ней соединены две паровые компрессионные машины, работающие различными агентами, но с одним общим для них теплообменным аппаратом — испарителем-конденсатором.

На рис. 23 слева показана машина верхнего и справа — нижнего каскада. Они соединены теплообменным аппаратом (испарителем-конденсатором). Машина верхнего каскада вырабатывает холод, эффект которого проявляется в теплообменном аппарате, но этот холод используется для конденсации паров холодильного агента машины нижнего каскада. В этом случае машина нижнего каскада работает при низкой температуре конденсации и переохлаждения холодильного агента. Однако для достижения еще более низких температур кипения в испарителе машины нижнего каскада необходимо применять агенты, давление которых даже при очень низких температурах было бы достаточно велико. Только при этом условии машина работает без вакуума.

Следовательно, для каскадных машин необходимо выбирать рабочие вещества, подходящие для заданных пределов температур кипения и конденсации. Обычно приемлемыми для машины нижнего каскада агентами являются фреон-13 и фреон-23, имеющие низкие критические температуры. Недостатком каскадных холодильных машин является повышенный расход энергии по сравнению с машинами многоступенчатого сжатия.

---



## Глава II

# КОМПРЕССОРЫ

### ПРОЦЕСС РАБОТЫ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Компрессор является основной и наиболее сложной частью холодильной машины. Он имеет движущиеся детали, приводится в действие двигателем и должен наиболее тщательно обслуживаться в процессе эксплуатации.

Компрессор предназначен для отсасывания паров холодильного агента из испарителя, сжатия их и нагнетания в конденсатор. При этом он работает как тепловой насос, поднимая теплоту с низкого температурного уровня на высокий. Эта роль в термодинамическом процессе отличает холодильный компрессор от компрессора другого назначения. В паровых компрессионных машинах применяются преимущественно поршневые компрессоры.

Рассмотрим процесс работы поршневого компрессора, который схематически изображен на рис. 24. Поршневой компрессор состоит из цилиндра 1, передней крышки с сальником 3, задней крышки 7, поршня 6 с поршневым штоком 4, всасывающих 2 и нагнетательных 5 клапанов и других деталей, не показанных на схеме.

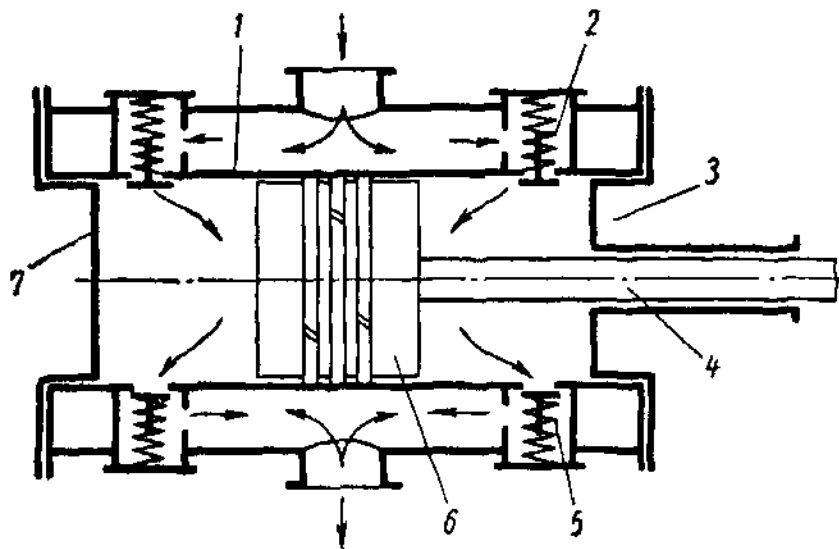


Рис. 24. Горизонтальный компрессор двойного действия

Как указывалось в главе I, действительный компрессор имеет мертвое пространство, которое не позволяет полностью исполь-

зовать весь объем пара, находящегося в цилиндре. Это мертвое пространство образуется из-за того, что клапаны не могут полностью закрыться, а также из-за того, что часть пара остается в пространстве между поршнем и стенками цилиндра. Это мертвое пространство приводит к тому, что компрессор не может достичь требуемого коэффициента сжатия, что снижает эффективность холодильной машины.

Для уменьшения мертвого пространства компрессоры проектируют с минимальными зазорами и используют специальные конструкции клапанов. Кроме того, для уменьшения мертвого пространства компрессоры проектируют с минимальными зазорами и используют специальные конструкции клапанов.

зовать объем цилиндра компрессора. Сжатые пары холодильного агента, оставшиеся в мертвом пространстве, при обратном ходе поршня расширяются. На это затрачивается часть хода поршня, что также ведет к недоиспользованию цилиндра компрессора. Эти потери показаны на  $V, p$ -диаграмме (рис. 25) отрезком  $C_1$ . Работа компрессора в действительных условиях сопровождается и другими потерями, которые понижают его производительность и увеличивают затрачиваемую внешнюю работу.

Таким образом, индикаторная диаграмма работающего компрессора значительно отличается от теоретической. В теоретической диаграмме допускалось равенство давлений: в испарителе и компрессоре при всасывании, а также в компрессоре при нагнетании и конденсаторе.

На действительной индикаторной диаграмме линия всасывания  $ab$  лежит ниже линии постоянного давления в испарителе на величину  $\Delta p_0$ , линия нагнетания  $cd$  выше линии постоянного давления в конденсаторе на величину  $\Delta p$ .

Это объясняется наличием сопротивлений в трубопроводах, каналах цилиндра и клапанах, а также необходимостью сообщить агенту соответствующее ускорение при протекании его из испарителя в компрессор и из компрессора в конденсатор.

Разница в давлениях около точек  $a$  и  $c$  на индикаторной диаграмме больше соответственно  $\Delta p_0$  и  $\Delta p$ , что необходимо для преодоления инерции клапанов.

Падение давления или депрессия при всасывании вызывает дополнительную потерю, выражающуюся в уменьшении производительности компрессора, так как в этом случае в цилиндр компрессора засасывается холодильный агент с более высоким значением удельного объема. Следовательно, с депрессией связано уменьшение весового количества агента, проходящего через компрессор, а значит и производительности холодильной машины.

На диаграмме потеря, связанная с депрессией при всасывании, показана отрезком  $C_2$ . При сжатии агента по  $bc$  часть хода поршня затрачивается на приведение поступивших в цилиндр паров агента к начальному давлению  $p_0$ , которого он достигает в точке  $b'$ . Величина потери  $C_2$  будет тем больше, чем ниже тем-

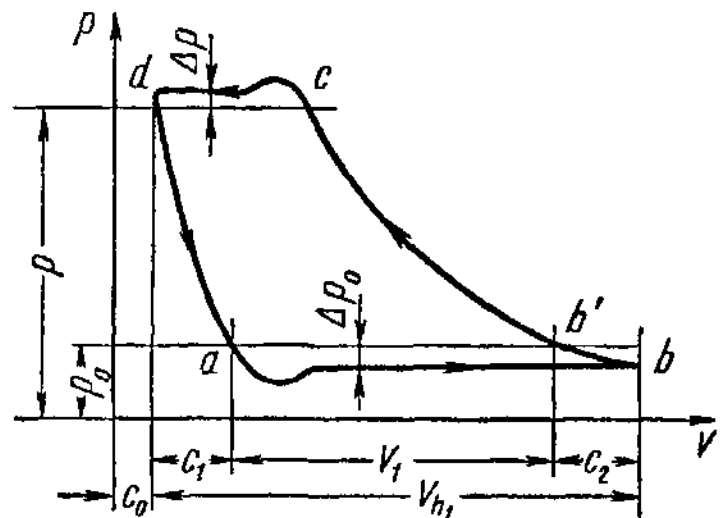


Рис. 25. Действительная индикаторная диаграмма

пература испарения агента и депрессия  $\Delta p_0$ . Обычно для аммиачных компрессоров  $\Delta p_0 = 0,05 \sim 0,1$  атм.

Таким образом, в результате наличия мертвого пространства компрессора, расширения агента, оставшегося в нем, депрессии и теплообмена между холодильным агентом и компрессором, объемное количество агента, поступающего в цилиндр компрессора, в действительном процессе будет меньше, чем в теоретическом.

Кроме того, в цилиндре компрессора — клапанах, поршневых кольцах, сальниках — всегда имеются неплотности, через которые проникает агент, перетекая из одной полости в другую или совсем удаляясь из системы. Попадая из одной полости компрессора в другую, сжатый агент смешивается в ней с более холодным агентом и повышает его температуру. Вследствие этого смещения температура агента в конце сжатия повышается.

Эти обстоятельства не только уменьшают холодопроизводительность компрессора, но вызывают излишнюю затрату работы на бесцельное сжатие той части агента, которая утрачена или проникает через неплотности.

Кроме того, причиной потери холодопроизводительности компрессора и излишней затраты внешней работы на компрессор является трение. Часть энергии расходуется на преодоление трения — вредных сопротивлений в механизме.

Трение в цилиндре компрессора также способствует вредному теплообмену между частями компрессора и холодильным агентом, увеличивая объем последнего внутри цилиндра.

Анализ многообразных явлений, протекающих в действующем компрессоре, показывает, что его работа неизбежно сопровождается потерями двоякого рода: одни из них вызывают потери объемного характера (уменьшают холодопроизводительность компрессора); другие — энергетического (увеличивают внешнюю работу, затрачиваемую на компрессор).

Эти потери следует принимать во внимание при эксплуатации и учитывать при расчетах и проектировании холодильной машины.

### КОЭФФИЦИЕНТЫ, УЧИТЫВАЮЩИЕ ОБЪЕМНЫЕ ПОТЕРИ В КОМПРЕССОРЕ

Потери в компрессоре от мертвого пространства вследствие депрессии при всасывании, от теплообмена между агентом и стенками цилиндра и от неплотностей относятся к потерям объемного характера и учитываются соответственно коэффициентами; объемным  $\lambda_c$ , дросселирования  $\lambda_{др}$ , подогрева  $\lambda_w$ , плотности  $\lambda_{пл}$ .

Объемный коэффициент  $\lambda_c$  определяется отношением той части хода поршня, при которой происходит всасывание паров холодильного агента, ко всему ходу поршня (см. рис. 25)

$$\lambda_c = \frac{V_1 + C_2}{V_{h_1}},$$

где  $V_1 + C_2$  — объем всасывания;  
 $V_{h_1}$  — объем, описываемый поршнем.

Для уменьшения потери, связанной с расширением агента, оставшегося в мертвом пространстве, нужно стремиться к наименьшему мертвому пространству и уменьшению отношения давлений  $\frac{p}{p_0}$ .

Таким образом,  $\lambda_c$  будет тем меньше, чем больше отношение давлений  $\frac{p}{p_0}$ , между которыми работает компрессор.

Коэффициент дросселирования  $\lambda_{др}$  выражается отношением части хода поршня  $V_1$ , к той его части, при которой происходит всасывание паров холодильного агента

$$\lambda_{др} = \frac{V_1}{V_1 + C_2},$$

где  $V_1$  — объем всасывания, измеряемый по линии постоянного давления  $p_0$ ;

$V_1 + C_2$  — объем всасывания.

Потери от дросселирования возрастают с понижением давления всасывания агента.

Объемные потери, учитываемые  $\lambda_c$ , т. е. от мертвого пространства, и  $\lambda_{др}$  — от дросселирования в клапанах, выявляет индикаторная диаграмма, поэтому обычно их учитывают одним коэффициентом, который называется объемным к. п. д. индикаторной диаграммы  $\lambda_v$ .

Очевидно  $\lambda_v = \lambda_c \cdot \lambda_{др}$  и из индикаторной диаграммы —

$$\lambda_v = \frac{V_1}{V_{h_1}},$$

где  $V_1$  — объем всасывания, измеряемый по линии постоянного давления  $p_0$ ;

$V_{h_1}$  — объем, описываемый поршнем компрессора.

Коэффициент подогрева  $\lambda_w$  определяется отношением удельных объемов парообразного холодильного агента перед началом и в конце всасывания в компрессоре.

Эта потеря не выявляется индикаторной диаграммой, она относится к числу невидимых потерь, поэтому значение коэффициента подогрева  $\lambda_w$  может быть определено лишь посредством

специальных испытаний машины. При работе компрессора с большим отношением  $\frac{p}{p_0}$  диапазон температур в цилиндре больше и теплообмен между агентом и стенками цилиндра возрастает.

При увеличении числа оборотов компрессора теплообмен уменьшается, так как в этом случае сокращается время, на протяжении которого происходит теплообмен за один оборот поршня. В компрессорах с большим объемом цилиндра на единицу объема агента приходится меньшая теплопередающая поверхность стенок цилиндра и поэтому значение  $\lambda_w$  относительно более высокое.

Коэффициент плотности  $\lambda_{пл}$  учитывает объемные потери от утечек через неплотности. Эта потеря, как и предыдущая, не выявляется индикаторной диаграммой, и значение  $\lambda_{пл}$  определяют при испытании машин. Коэффициент плотности в сильной степени зависит от конструкции, тщательности исполнения компрессора и степени его износа.

В современных конструкциях компрессоров, при безупречной технической эксплуатации машины, коэффициент плотности может быть доведен до величины, весьма близкой к единице.

Понимание характера объемных потерь и причин, которые их вызывают, очень важно для достижения наиболее экономичной работы машин, а также для их расчета. В расчетах удобнее учитывать потери суммарно, а не посредством многочисленных коэффициентов. Эти суммарные объемные потери в действительном компрессоре учитывают одним общим коэффициентом, называемым коэффициентом подачи  $\lambda$ ,

$$\lambda = \lambda_c \lambda_{др} \lambda_w \lambda_{пл}$$

или приближенно

$$\lambda = \lambda_c \lambda_w.$$

Коэффициент подачи  $\lambda$  выражает степень использования рабочего объема цилиндра компрессора. Его определяют отношением объема пара  $V$  м<sup>3</sup>/час, действительно всасываемого компрессором в соответствующем (перед ним) состоянии к часовому объему  $V_h$  м<sup>3</sup>/час, описываемому поршнем компрессора, т. е.

$$\lambda = \frac{V}{V_h}.$$

Коэффициент подачи определяют также отношением весового количества агента, действительно поданного в час компрессором  $G$  кг к количеству  $G_h$ , которое он может засосать при

удельном объеме пара  $v_0$ , соответствующем состоянию пара перед всасывающим патрубком компрессора и при полном использовании часового рабочего объема компрессора  $V_h$  м<sup>3</sup>/час.

$$\lambda = \frac{V}{V_h} = \frac{\frac{V}{v_0}}{\frac{V_h}{v_0}} = \frac{G}{G_h}.$$

Величина коэффициента подачи зависит от конструкции цилиндра компрессора, числа оборотов, скорости поршня, скорости агента при проходе через клапаны, размера мертвого пространства, условий охлаждения цилиндра, отношений давлений  $\frac{p}{p_0}$  и температур  $\frac{T}{T_0}$ , характеристики агента перед компрессором, качества изготовления компрессора, степени его износа.

Наиболее существенное значение имеет отношение давлений  $\frac{p}{p_0}$ , поэтому приблизительно для определения  $\lambda$  пользуются зависимостью

$$\lambda = f \frac{p}{p_0}.$$

$\lambda$  всегда меньше единицы и для определенных типов компрессоров, работающих различными холодильными агентами, значение его устанавливают по графикам в координатах  $\lambda - \frac{p}{p_0}$ .

## ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Холодопроизводительность, т. е. количество тепла, отнимаемое от охлаждаемой среды в течение часа, является основной характеристикой холодильной машины.

Холодопроизводительность  $Q_0$  машины, которая имеет компрессор с часовым объемом  $V_h$  и работает в условиях определенного цикла с объемной холодопроизводительностью  $q_v$ , определяют из соотношения  $Q_0 = q_v V_h \lambda$ .

Из этого соотношения видно, что холодопроизводительность компрессора, имеющего постоянный объем, описываемый поршнем  $V_h$ , является величиной переменной, поскольку холодильная машина может работать с различным режимом (температура кипения агента), от которого зависит значение  $q_v$ . Следовательно, при различных температурах кипения один и тот же компрессор характеризуется различной производительностью.

Это обстоятельство вносит неопределенность в основную характеристику холодильных компрессоров и весьма затрудняет их сравнение между собой. Для устранения этого в холодильной технике введены понятия рабочей, нормальной и стандартной холодопроизводительности компрессоров холодильных машин.

Рабочей называется производительность компрессора, которая достигается им при том рабочем температурном режиме, при котором фактически машина работает. Чем ниже температура кипения и чем выше температура конденсации, тем меньше холодопроизводительность компрессора.

Нормальная и стандартная холодопроизводительность — понятия условные, введенные для сравнения холодильных компрессоров и характеристики их по этому основному показателю. Нормальным принято считать следующий режим: температура конденсации  $t=25^\circ$ , переохлаждения  $t'=15^\circ$ , кипения  $t_0=-10^\circ$ . Соответственно  $t=30^\circ$ ,  $t'=25^\circ$ ,  $t_0=-15^\circ$  составляют стандартный режим.

Для любого случая действительной работы машины

$$Q_{ор} = q_{вр} V_n \lambda_p.$$

Аналогично, для нормального и стандартного режимов

$$Q_{он} = q_{вн} V_n \lambda_n,$$

$$Q_{ос} = q_{вс} V_n \lambda_c.$$

Пользуясь этими соотношениями, можно написать

$$\frac{Q_{ор}}{q_{вр} \lambda_p} = \frac{Q_{он}}{q_{вн} \lambda_n} = \frac{Q_{ос}}{q_{вс} \lambda_c},$$

откуда

$$Q_{ор} = Q_{он} \frac{q_{вр} \lambda_p}{q_{вн} \lambda_n} = Q_{ос} \frac{q_{вр} \lambda_p}{q_{вс} \lambda_c},$$

или

$$Q_{он} = Q_{ор} \cdot \frac{q_{вн} \lambda_n}{q_{вр} \lambda_p}; \quad Q_{ос} = Q_{ор} \cdot \frac{q_{вс} \lambda_c}{q_{вр} \lambda_p}$$

Этими формулами пользуются при расчетах холодопроизводительности холодильных компрессоров, беря значения  $q_v$  из таблиц и  $\lambda$  по соответствующим графикам.

## КОЭФФИЦИЕНТЫ, УЧИТЫВАЮЩИЕ ПОТЕРИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ХАРАКТЕРА

Потери в компрессоре, связанные с увеличением затрачиваемой работы (например, вследствие теплообмена в цилиндре компрессора, на преодоление сопротивлений при всасывании и выталкивании паров, сжатие холодильного агента, проникающего через неплотности, преодоление трения), являются потерями энергетического характера. Они учитываются индикаторным коэффициентом полезного действия компрессора  $\eta_i$  и механическим коэффициентом полезного действия компрессора  $\eta_{\text{мех}}$ .

*Индикаторный к. п. д.*  $\eta_i$  определяют отношением мощности теоретического компрессора  $N_T$  к индикаторной мощности действительного компрессора  $N_i$ .

Здесь под теоретическим компрессором имеют в виду компрессор, в котором отсутствует мертвое пространство и не проявляется теплообмен, депрессия и трение

$$\eta_i = \frac{N_T}{N_i}.$$

Увеличение затрачиваемой работы на компрессор происходит главным образом в результате сопротивлений при прохождении холодильного агента через компрессор, а также вследствие теплообмена между стенками цилиндра и агентом. Эти явления и определяют значение  $\eta_i$ . Чем интенсивнее теплообмен в цилиндре компрессора и больше депрессия при всасывании  $\Delta p_0$ , а также  $\Delta p$ , тем ниже  $\eta_i$ .

*Механический к. п. д.*  $\eta_{\text{мех}}$  находят по отношению индикаторной мощности компрессора  $N_i$  к эффективной  $N_e$

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N_i}{N_e}.$$

$\eta_{\text{мех}}$  учитывает потери, вызванные трением, на которое затрачивается мощность  $N_{\text{тр}} = N_e - N_i$ . Следовательно, вследствие механических потерь в механизме движения компрессора, эффективная мощность на валу компрессора значительно больше его индикаторной мощности.

Механический к. п. д. зависит главным образом от нагрузки компрессора  $N_i$ . С увеличением нагрузки значение  $\eta_{\text{мех}}$  возрастает, изменяясь для современных вертикальных аммиачных компрессоров от 0,7 до 0,9.

Выявление характера энергетических потерь и причин, их вызывающих, очень важно для достижения наиболее экономичной работы машин, а также для технических расчетов. Так, например, применяя на практике специальные охлаждающие



устройства для компрессоров (охлаждающие водяные рубашки, охлаждающие ребра и т. п.), можно повысить значение  $\eta_i$ . В технических расчетах целесообразно учитывать энергетические потери, суммарно пользуясь эффективным к. п. д.  $\eta_e$

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_{\text{мех}}$$

**Эффективный к. п. д.** учитывает все энергетические потери в действительном компрессоре по сравнению с теоретическим; он определяется отношением мощности теоретического компрессора  $N_T$  к мощности на валу действительного компрессора  $N_e$

$$\eta_e = \frac{N_T}{N_e}$$

Значения энергетических коэффициентов полезного действия устанавливаются экспериментальными исследованиями машин и обычно фиксируются в виде графика для данного типа компрессоров в зависимости от отношения давлений  $\frac{p}{p_0}$ . Энергетические коэффициенты всегда меньше единицы, так как мощность в действительном компрессоре изменяется в такой последовательности

$$N_T < N_i < N_e$$

При установлении  $\eta_i$  находят индикаторную мощность  $N_i$ , а значение  $\eta_{\text{мех}}$  дает возможность перейти от мощности индикаторной к эффективной  $N_e$ .

## КЛАССИФИКАЦИЯ ПОРШНЕВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Поршневые холодильные компрессоры классифицируют по роду работающего в машине холодильного агента, холодопроизводительности, характеру прохождения агента через цилиндр, ступеням сжатия, числу цилиндров, числу оборотов и по некоторым другим признакам.

По роду работающего холодильного агента в настоящее время преимущественно распространены компрессоры аммиачные и фреоновые.

По холодопроизводительности различают компрессоры: малые (до 8 тыс. ккал/час), средние (от 8 до 50 тыс. ккал/час) и крупные (свыше 50 тыс. ккал/час). Малые и средние компрессоры распространены в торговой сети, общественном питании и для охлаждения провизионных камер судов; компрессоры от 50 до 300 тыс. ккал/час — в промышленных предприятиях различных отраслей хозяйства и на рефрижераторных судах; холодопроизводительностью свыше 300 тыс. ккал/час — в крупных промышленных холодильных установках.

По характеру прохождения агента через компрессор известны компрессоры прямоточные и с переменным движением пара. Во-первых, холодильный агент, от начала всасывания до конца нагнетания, движется в цилиндре в одном направлении, во-вторых, следуя за движением поршня, он меняет свое направление внутри цилиндра компрессора. По ступеням сжатия различают компрессоры одноступенчатые и многоступенчатые (двуступенчатые, трехступенчатые).

По числу цилиндров — одноцилиндровые и многоцилиндровые.

По числу оборотов вала — тихоходные и быстроходные; к последним относят все машины, работающие с числом оборотов свыше 500 в минуту.

По расположению осей цилиндров: горизонтальные, вертикальные и с угловым расположением. Среди них известны V, W-образные и звездообразные.

По числу рабочих полостей компрессоры выполняют одинарного или простого действия (рабочей является лишь одна сторона поршня) и двойного действия (обе стороны). На рис. 24 схематически изображен компрессор двойного действия.

По роду привода применяют приводные, паровые и тококомпрессоры. По устройству кривошипно-шатунного механизма различают крейцкопфные и безкрейцкопфные компрессоры.

По типу клапанов — компрессоры со шпindelными, пластинчатыми, шариковыми клапанами; известны также компрессоры безклапанные.

По месту расположения компрессоры делят на стационарные и транспортные (судовые, вагонные и автомобильные).

Все эти признаки составляют техническую характеристику холодильного компрессора.

Классификация показывает большое разнообразие конструктивных форм компрессоров, из которых следует выбирать наиболее подходящий для данного случая.

Тип компрессора для проектируемого или действующего предприятия выбирается в зависимости от назначения холодильной машины, ее холодопроизводительности, условий эксплуатации, требований надежности, компактности и экономичности.

Рассмотрим конструкции холодильных компрессоров, которые в настоящее время наиболее распространены: горизонтальные двойного действия, прямоточные — многоцилиндровые, с вертикальным или угловым расположением цилиндров.

## Компрессоры горизонтальные двойного действия

Эти компрессоры работают с относительно небольшим числом оборотов и рассчитаны обычно на холодопроизводительность от 450 тыс. *н*ккал/час и выше. В отличие от ранних конструкций, в которых клапаны были встроены в крышки цилиндра, в современных компрессорах они находятся в теле цилиндра. Цилиндр горизонтального компрессора двойного действия схематически показан на рис. 24. Аммиачный горизонтальный компрессор в разрезе изображен на рис. 26.

В поршневых компрессорах поршень совершает возвратно-поступательное движение. При движении поршня от крайнего левого положения направо в левой полости цилиндра давление агента, оставшегося в левом мертвом пространстве, падает. Как только оно упадет до величины несколько меньшей давления в испарителе, откроется всасывающий клапан левой полости и через его щели холодильный агент поступит в цилиндр компрессора, следуя за движущимся вправо поршнем. Всасывание агента в левую полость цилиндра происходит пока

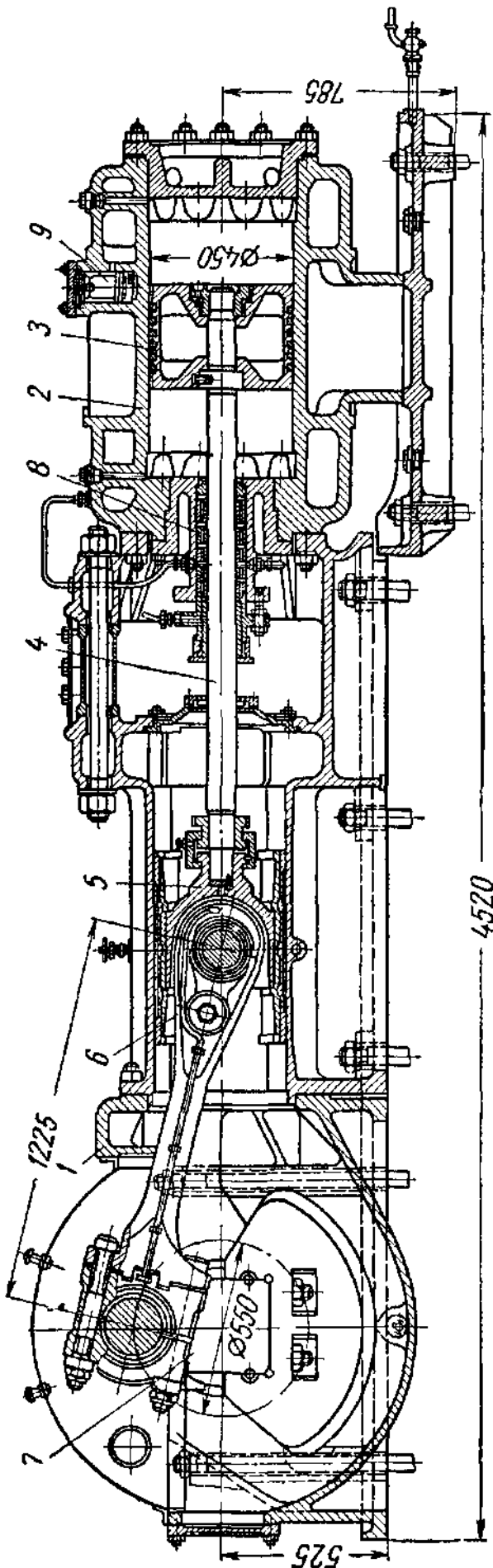


Рис. 26. Аммиачный горизонтальный компрессор:

1 — рама, 2 — цилиндр, 3 — поршень, 4 — шток, 5 — ползун, 6 — шатун, 7 — коленчатый вал, 8 — сальник, 9 — предохранительный клапан.

поршень не остановится в правом крайнем положении. При обратном движении поршня справа налево всасывающий клапан левой полости немедленно закрывается и агент, находящийся в замкнутом цилиндре, сжимается.

На сжатие затрачивается часть пути поршня, пока давление агента в цилиндре компрессора несколько превысит давление в конденсаторе. В этот момент откроется нагнетательный клапан левой полости и через его щели агент будет выталкиваться в конденсатор до возвращения поршня в крайнее левое поло-

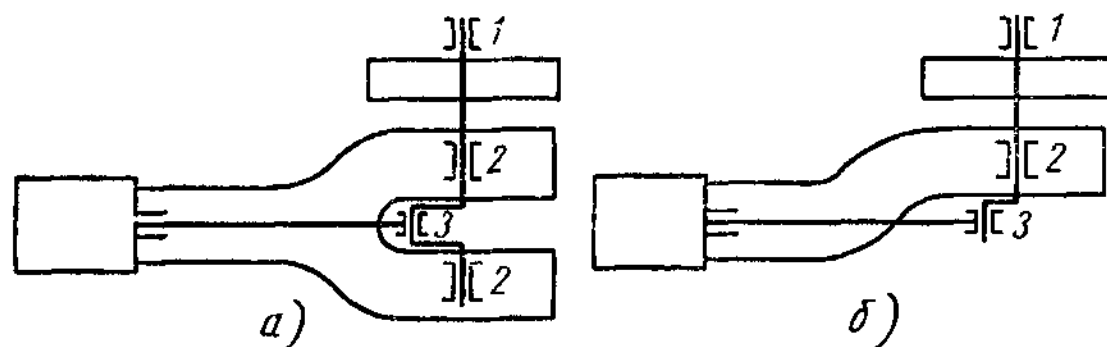


Рис. 27. Рама компрессора

*a* — вильчатая, *б* — штыковая 1 — выносные подшипники, 2 — коренные подшипники, 3 — мотылевые (шатунные) подшипники

жение. Часть сжатого агента останется в мертвом пространстве компрессора.

Таким образом, в левой полости цилиндра, при движении поршня слева направо, сначала будет происходить расширение агента, находившегося в мертвом пространстве, а затем всасывание его из испарителя.

При движении поршня справа налево сначала будет сжатие, а затем выталкивание агента в конденсатор. То же самое произойдет в правой полости цилиндра, но при движении поршня слева направо, в правой полости совершаются сжатие и выталкивание паров агента, а при движении справа налево — расширение агента, оставшегося в мертвом пространстве правой полости, и далее всасывание агента из испарителя.

Основными частями горизонтального компрессора двойного действия являются рама, цилиндр, поршень, сальник, клапаны, предохранительное устройство, кривошипно-шатунный механизм и смазочное устройство.

**Рама.** Рама или станина представляет собой часть компрессора, посредством которой связываются между собой отдельные элементы механизма. Рама воспринимает возникающие в них усилия. Ее отливают из чугуна, как одно целое с направляющими для ползуна и подшипниками коренного вала. У вильчатых рам (рис. 27) имеется два коренных подшипника,

а у байонетных или штыковых — один коренной подшипник. Раму устанавливают на фундамент, к которому она крепится фундаментными болтами.

**Цилиндр.** В цилиндре осуществляется рабочий процесс, поэтому это наиболее ответственная часть компрессора. У компрессоров двойного действия две крышки: передняя, через которую проходит поршневой шток, и задняя. В старых конструкциях компрессоров клапаны встраивались в крышки, которые выполнялись сферической формы. Эти компрессоры неудобны в эксплуатации, поэтому в современных конструкциях клапаны встраивают в самом корпусе цилиндра, а крышки выполняют плоскими.

Такие крышки легко и быстро снимаются от цилиндра при необходимости осмотра его внутренней части или устранения какого-либо дефекта в процессе эксплуатации. Цилиндры аммиачных компрессоров изготовляют из мелкозернистого чугуна, в виде отливок, к которым предъявляют требования прочности и плотности. Цилиндры углекислотных компрессоров выполняют из стали.

**Поршень.** Поршни могут быть цельными и разъемными, но те и другие, как правило, пустотелые. На цилиндрической поверхности поршней вытачивают канавки для уплотняющих поршневых колец. Поршень насаживают на шток, на котором тщательно закрепляют специальной гайкой, которая предохраняется от самоотвертывания стопорной шпилькой. Форма торцовых сторон поршня определяется формой крышек. При плоских крышках торцовая сторона поршня плоская. Поршни и поршневые кольца делают из чугуна, поршневые штоки из стали.

**Сальник.** Это уплотняющее устройство, находящееся в месте прохода поршневого штока через переднюю крышку и препятствующее выходу холодильного агента из цилиндра или засасыванию воздуха в цилиндр (последнее при работе компрессора с разряжением).

Различают сальники с хлопчатобумажной и металлической набивкой. Последняя является более совершенной и распространенной. Она состоит из ряда уплотняющих металлических колец из белого металла или мягкого чугуна, разрезанных на несколько частей и прижимаемых в радиальном направлении к штоку спиральными пружинками, охватывающими каждое кольцо по его периметру.

Кольца попарно (одно разрезанное на три, другое — на шесть частей) располагают в гнездах, образуемых чугунными обоймами. Полый втулкой, называемой фонарем, сальник делится на две части. Одна часть, примыкающая к крышке, на-

ходится под воздействием агента высокого давления, проникающего из цилиндра, другая — под давлением всасывания, так как фонарь трубкой соединен со всасывающей линией компрессора. По этой трубке холодильный агент, просочившийся через первую часть, отсасывается обратно в компрессор, и этим предотвращается его утечка из системы.

**Клапаны.** Клапаны служат для периодического сообщения цилиндра компрессора с испарителем и конденсатором. Соответственно компрессоры снабжают клапанами всасывающими и нагнетательными. Через первые полости цилиндр заполняют холодильным агентом при всасывании, а через вторые сжатый агент нагнетается в конденсатор.

В холодильных компрессорах применяются самодействующие клапаны, т. е. клапаны без принудительного открытия и закрытия при определенном положении поршня. Самодействующие клапаны открываются и закрываются под действием разности давлений по обе их стороны. Всасывающий клапан открывается внутрь цилиндра, нагнетательный — наружу.

К клапанам предъявляют следующие требования: они должны плотно и быстро закрываться, работать бесшумно, иметь малый вес и простую конструкцию. Наиболее распространенными конструкциями являются шпindelные и пластинчатые клапаны (рис. 28, 29). Характерной частью шпindelных клапанов служит стальная тарелочка с тщательно обработанными по всей окружности конусными краями.

У всасывающего клапана конусный срез делается по верхнему краю тарелочки, у нагнетательного — по нижнему. Тарелочка конусной частью опирается на седло клапана, края которого имеют срез, строго соответствующий срезу тарелочки. Пружина надежно прижимает тарелочку к седлу по срезам. К тарелочке примыкает шпindel, составляющий с ней одно целое. Шпindel вместе с тарелочкой перемещается в корпусе клапана в специальных направляющих. Шпindelные клапаны громоздки и из-за массивности грибка не пригодны для быстроходных машин. Поэтому они сохранились лишь в некоторых компрессорах и в настоящее время почти во всех конструкциях заменены пластинчатыми клапанами.

Характерной чертой пластинчатых клапанов служит набор кольцеобразных стальных пластинок, прижимаемых к опорным поверхностям легкими пружинами. Пластинчатые клапаны собирают из следующих четырех деталей: седло клапана, нажимная розетка с каналами для пружин, клапанные пластины, прижимные пружины.

Седло и розетку изготовляют из чугуна, пластину — из листовой легированной стали.

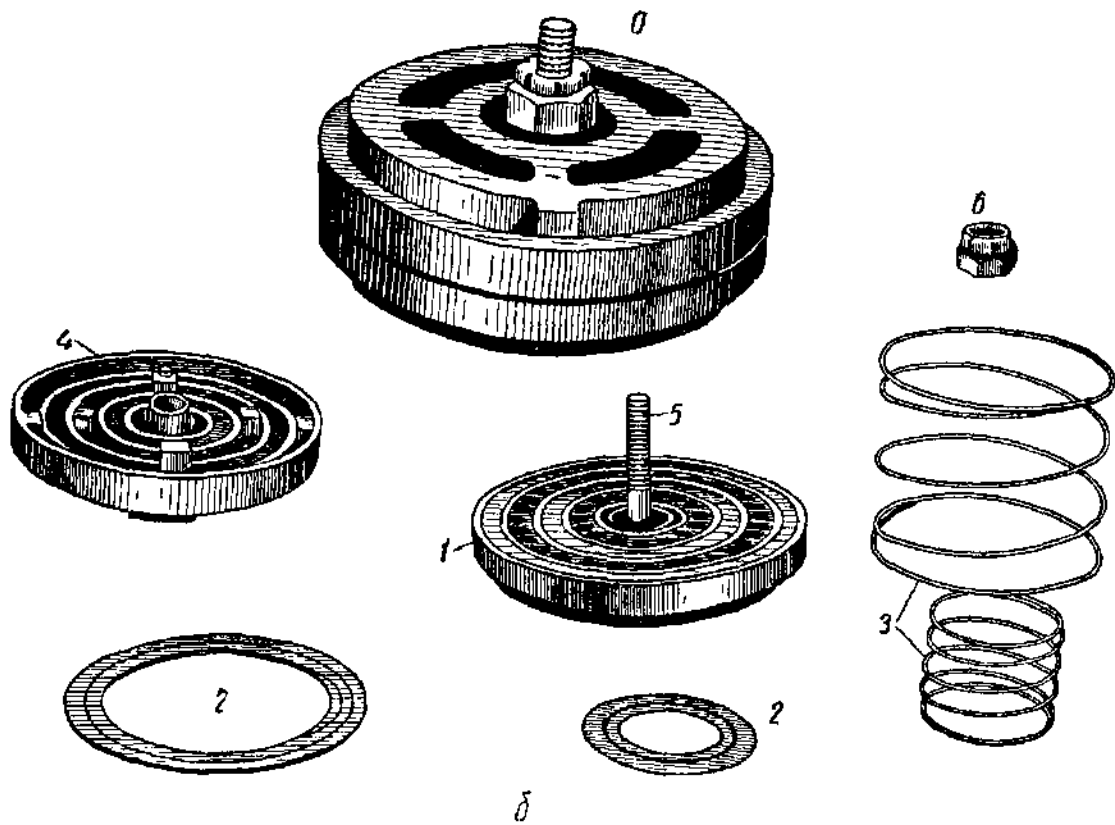


Рис. 28. Пластинчатый нагнетательный клапан:  
 а — общий вид, б — детали, 1 — седло, 2 — пластинки, 3 — пружины,  
 4 — розетка, 5 — шпилька, 6 — корончатая гайка

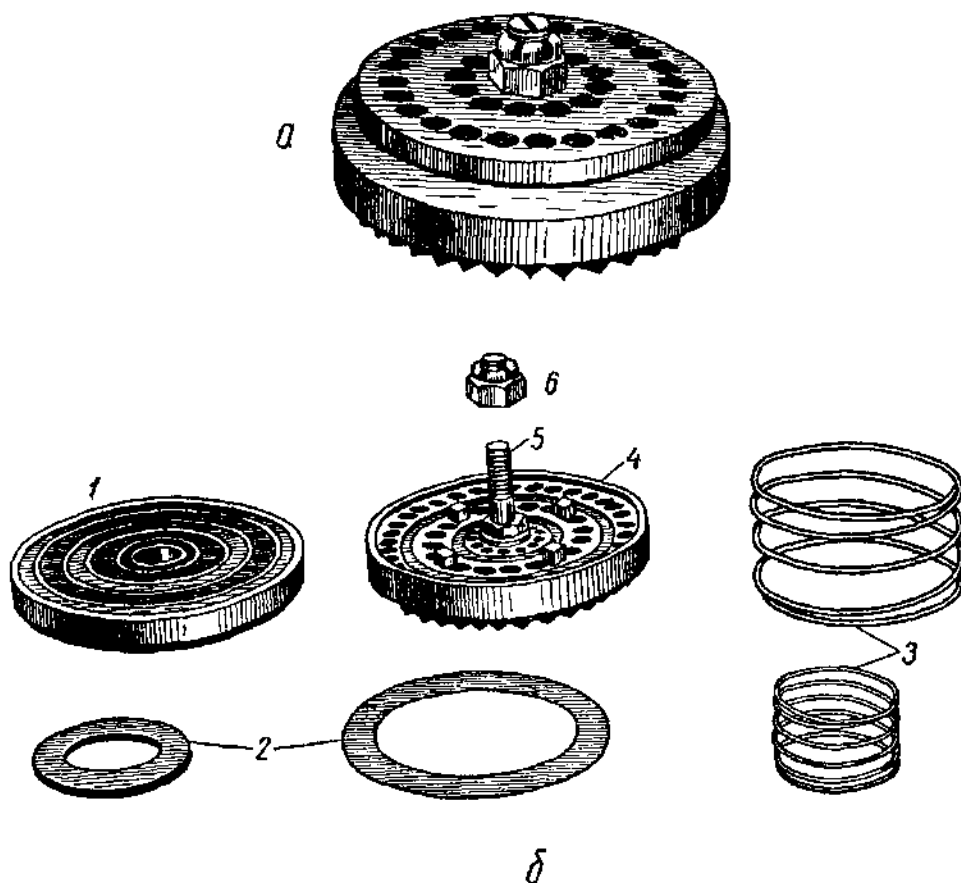


Рис. 29. Пластинчатый всасывающий клапан:  
 а — общий вид; б — детали; 1 — седло, 2 — пластинки,  
 3 — пружины, 4 — розетка, 5 — шпилька, 6 — корончатая гайка

**Предохранительное устройство.** Его устанавливают на нагнетательной стороне компрессора, оно служит для предотвращения аварий компрессоров от чрезмерного повышения давления в цилиндре. Такое давление может образоваться, например, при пуске компрессора с закрытым запорным ventилем на нагнетательной стороне. Если в этом случае нагнетательную сторону компрессора с помощью предохранительного устройства соединить со всасывающей, то авария предотвращается.

Предохранительное устройство должно быть автоматически действующим, соединяя стороны нагнетания и всасывания, как только наступают опасные условия в компрессоре, которые заключаются в повышении давления на 5 атм больше нормального. Конструктивно предохранительные устройства выполняют в виде специально рассчитанного пружинного предохранительного клапана или клапана с точно калиброванной чугунной пластинкой, которая при чрезмерном повышении давления ломается, и холодильный агент перепускается из нагнетательной полости во всасывающую. Чтобы восстановить нормальную работу компрессоров с пластинчатым предохранительным устройством, необходимо поставить новую пластинку.

**Кривошипно-шатунный механизм.** Кривошипно-шатунный механизм состоит из ползуна, шатуна, коренного вала и маховика. Он служит для преобразования вращательного движения коренного вала в всвратно-поступательное движение поршня. Ползун является частью, посредством которой соединяются поршневой шток и шатун; поршневой шток присоединяется к ползуну посредством клина или резьбы, а шатун соединяется с ползуном пальцем, вставляемым во вкладыш ползуна. С коренным валом соединяется посредством разъемной головки.

Коренной вал опорными частями или цапфами укладывается в подшипники. Маховик, выравнивая за счет своей инерции крутящий момент на валу компрессора, обеспечивает достаточную равномерность вращения электродвигателя и компрессора. При вращении маховика в одной фазе накапливается энергия, которая в другой отдается механизму, чем и достигается равномерность действия всего механизма.

Маховое колесо часто выполняет одновременно роль шкива. Материалом для изготовления частей кривошипно-шатунного механизма служит чугун и сталь.

**Смазочное устройство.** Назначение смазки в холодильных машинах — увеличить срок службы трущихся деталей и понизить расход энергии на преодоление трения.

Горизонтальные машины имеют две независимые системы смазки: одна предназначена для цилиндра и сальника поршневого штока, другая — для кривошипно-шатунного механизма.



Первая система состоит из специальных аппаратов — лубрикаторов, которые приводятся в действие в большинстве случаев от торцовых частей коренного вала. Насосные элементы лубрикаторов засасывают смазочное масло из резервуара и нагнетают его к трущимся деталям цилиндра и сальника.

Вторая система выполняется различно у разных типов горизонтальных машин. Она может быть циркуляционной, под давлением с помощью шестеренчатого насоса, который подает масло из масляного бачка к трущимся деталям, или центральной, т. е. подача масла к трущимся деталям происходит самотеком из центрального бачка, устанавливаемого обычно над ползуном. В бачки масло подается насосом.

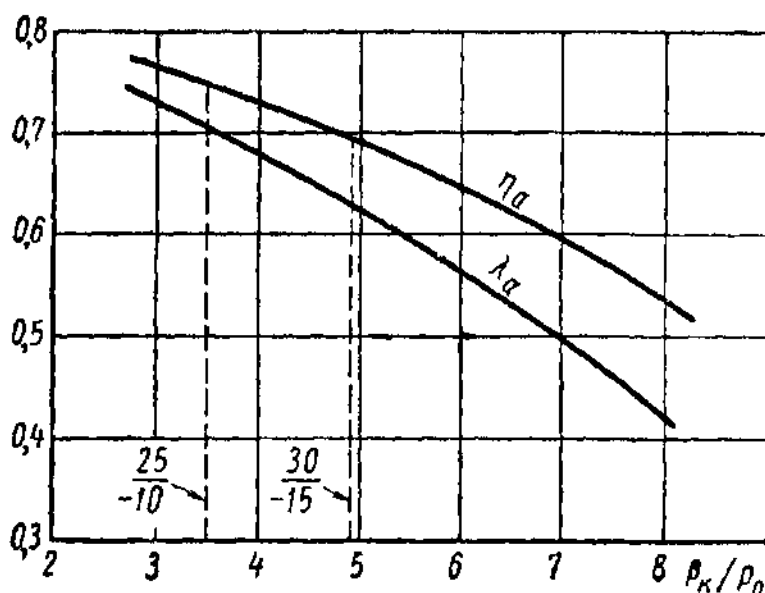


Рис. 30. Значения коэффициентов подачи и индикаторных для аммиачных горизонтальных компрессоров большой производительности

Для смазки цилиндров и сальников аммиачных компрессоров применяют масло фригус или веретенное-2, а в углекислотных компрессорах, когда уплотнение осуществляется с помощью кожаных манжет, — глицерин.

Трущимися деталями кривошипно-шатунного механизма являются подшипники коренного вала, головка шатуна, направляющие и палец ползуна.

Трущимися деталями кривошипно-шатунного механизма являются подшипники коренного вала, головка шатуна, направляющие и палец ползуна.

Таблица 13

**Аммиачные одноступенчатые горизонтальные компрессоры двойного действия**

Марка	Число цилиндров	Ход поршня, мм	Диаметр цилиндра, мм	Диаметр штока, мм	Число оборотов компрессора, об/мин	Объем, описываемый поршнем, м <sup>3</sup> /час	Холодопроизводительность, ккал/час	Вес компрессора, кг	Мощность электродвигателя, кВт	Габариты компрессора, мм	
										длина	ширина
1АГ	1	450	300	75	187	692	343	5245	120	4450	2900
2АГ	1	450	350	75	187	949	470	5830	160	4450	2900
3АГ	1	550	450	100	167	1710	850	10500	280	5570	3540
4АГ	2	550	450	100	167	3420	1700	19250	625	5570	6000

Детали кривошипно-шатунного механизма смазывают машинными маслами с более высокой вязкостью и температурой замерзания, чем масло фригус.

В табл. 13 дана характеристика горизонтальных одноступенчатых компрессоров двойного действия завода «Компрессор».

Компрессоры марок 3АГ и 4АГ выпускаются в настоящее время заводами холодильного машиностроения, остальные сняты с производства, но данные о них помещены в табл. 13, так как они находятся в эксплуатации на многих предприятиях рыбной промышленности.

Все компрессоры снабжены вильчатой рамой с двумя коренными подшипниками.

Значения коэффициентов подачи и индикаторных для горизонтальных компрессоров двойного действия даются кривыми на рис. 30.

### **Компрессоры вертикальные и с угловым расположением цилиндров**

Компрессоры вертикальные и с угловым расположением цилиндров имеют значительное распространение в различных областях хозяйства и особенно в пищевой промышленности как в стационарных, так и в передвижных холодильных установках. Это быстроходные компрессоры и по сравнению с горизонтальными машинами они гораздо экономичнее в отношении занимаемой площади.

Конструктивная особенность большинства компрессоров этой группы — прямоточность. Пары холодильного агента в прямоточном компрессоре при всасывании, сжатии и выталкивании проходят в цилиндре в одном направлении, снизу вверх. Достигается это применением проходного поршня, в верхней части которого встраиваются всасывающие клапаны.

Схема работы вертикального прямоточного компрессора показана на рис. 31. Нагнетательные клапаны находятся в верхней части цилиндра, в теле, так называемой ложной крышки.

Внутреннее пространство полого, фигурной формы поршня посредством щелей и не перекрываемого входного патрубка постоянно соединено с испарителем. Пары холодильного агента сначала поступают в нижнюю — всасывающую полость цилиндра, откуда при движении поршня сверху вниз, через щели всасывающего клапана попадают в пространство над поршнем, в рабочую полость цилиндра.

Следовательно, при движении поршня сверху вниз до открытия всасывающего клапана будет происходить расширение

сжатого агента, оставшегося в мертвом пространстве, а после открытия всасывающего клапана — всасывание его. При движении поршня снизу вверх до открытия нагнетательного клапана пары сжимаются, а после открытия нагнетательного клапана совершается нагнетание агента через пространство между крышками в конденсатор.

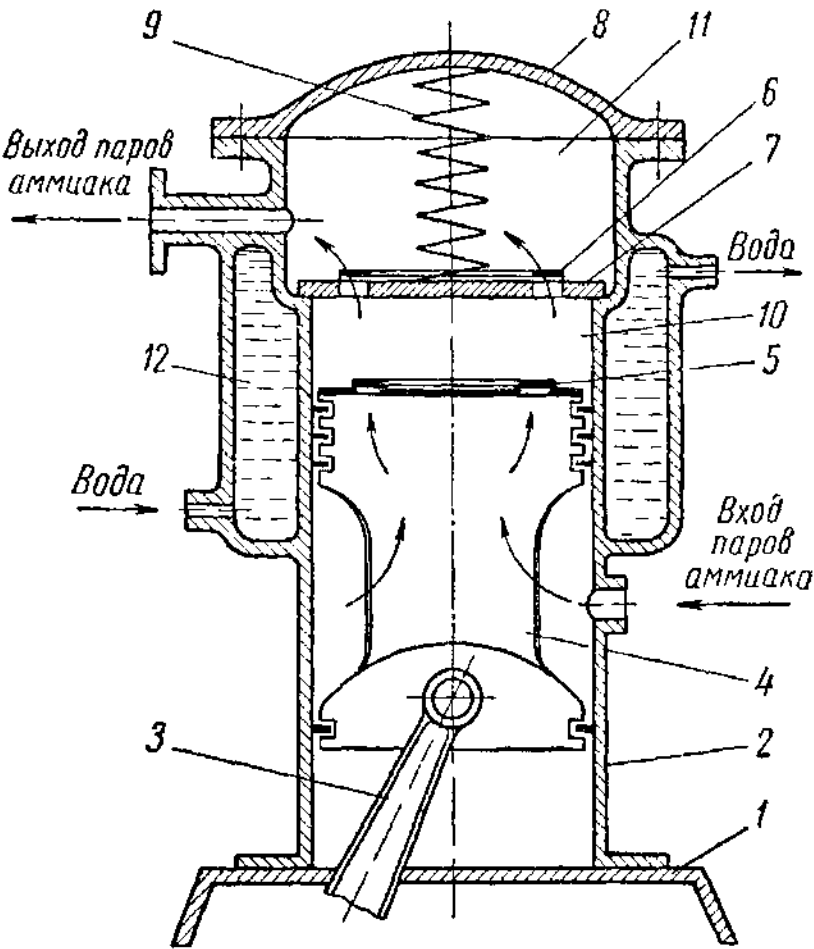


Рис. 31. Схема работы вертикального прямооточного компрессора:

1 — картер, 2 — цилиндр, 3 — шатун, 4 — поршень, 5 — всасывающий клапан, 6 — нагнетательный клапан, 7 — ложная крышка, 8 — верхняя крышка, 9 — буферная пружина, 10 — рабочая полость цилиндра, 11 — нагнетательная камера, 12 — охлаждающая водяная рубашка

основной роли, роль ползуна, поэтому поршневой шток в машине отсутствует. На рис. 32 и 33 показаны прямооточные компрессоры: вертикальный и с угловым V-образным расположением цилиндров.

Основными частями прямооточного вертикального и с угловым расположением цилиндров компрессора являются: картер, цилиндры, поршни, сальник, клапаны, предохранительные устройства, кривошипно-шатунный механизм и смазочные устройства.

**Картер.** Картер является базисной частью компрессора. Он выполняет роль рамы компрессора, воспринимая усилия, возникающие в элементах механизма, а также и дополнительные

В цилиндре прямооточного компрессора как бы разграничиваются по высоте две зоны: в нижней находится полость всасывания, где стенки цилиндра соприкасаются с холодными парами агента, в верхней — полость нагнетания, в которой стенки цилиндра соприкасаются с сильно нагретыми сжатием парами агента. При таких условиях довольно легко решается вопрос об охлаждении верхней зоны компрессора посредством водяной рубашки или охлаждающих ребер.

Прямоточность определяет тип машины, как компрессора простого действия. Поршень его выполняет, кроме своей

функции масляного резервуара и уловителя холодильного агента. Это закрытого типа герметичная коробка, во внутренней центральной части которой монтируют кривошипно-шатунный механизм, а в нижней части образована масляная ванна.

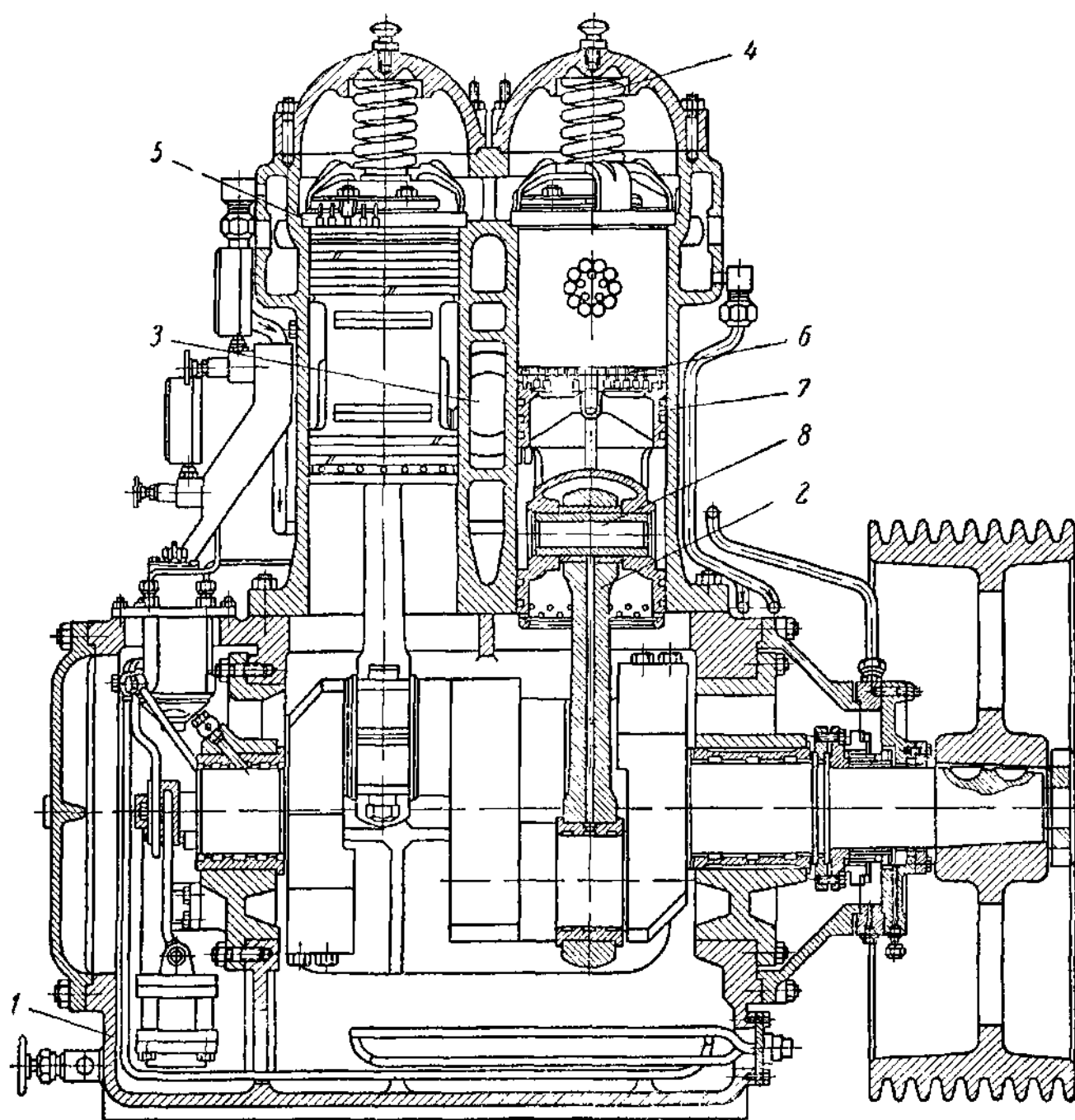


Рис. 32. Вертикальный прямоточный компрессор:

1 — картер, 2 — шатун, 3 — всасывающее окно, 4 — буферная пружина, 5 — ложная крышка с нагнетательными клапанами, 6 — всасывающий клапан, 7 — поршень, 8 — поршневой палец

Для монтажа кривошипно-шатунного механизма и осмотра его в картере имеются съемные крышки: задняя — со стороны маховика и передняя — с противоположной стороны. Уровень масла в картере контролируется через специальное смотровое стекло. Аналогично раме, картер в нижней части имеет отверстия для фундаментных болгов. Картер отливается из чугуна.

**Цилиндры.** Цилиндры изготовляют из чугуна в виде блока как отъемные или как одно целое с картером.

Отъемные цилиндры внизу заканчиваются фланцами для соединения с картером. Блоки цилиндров имеют общие всасы-

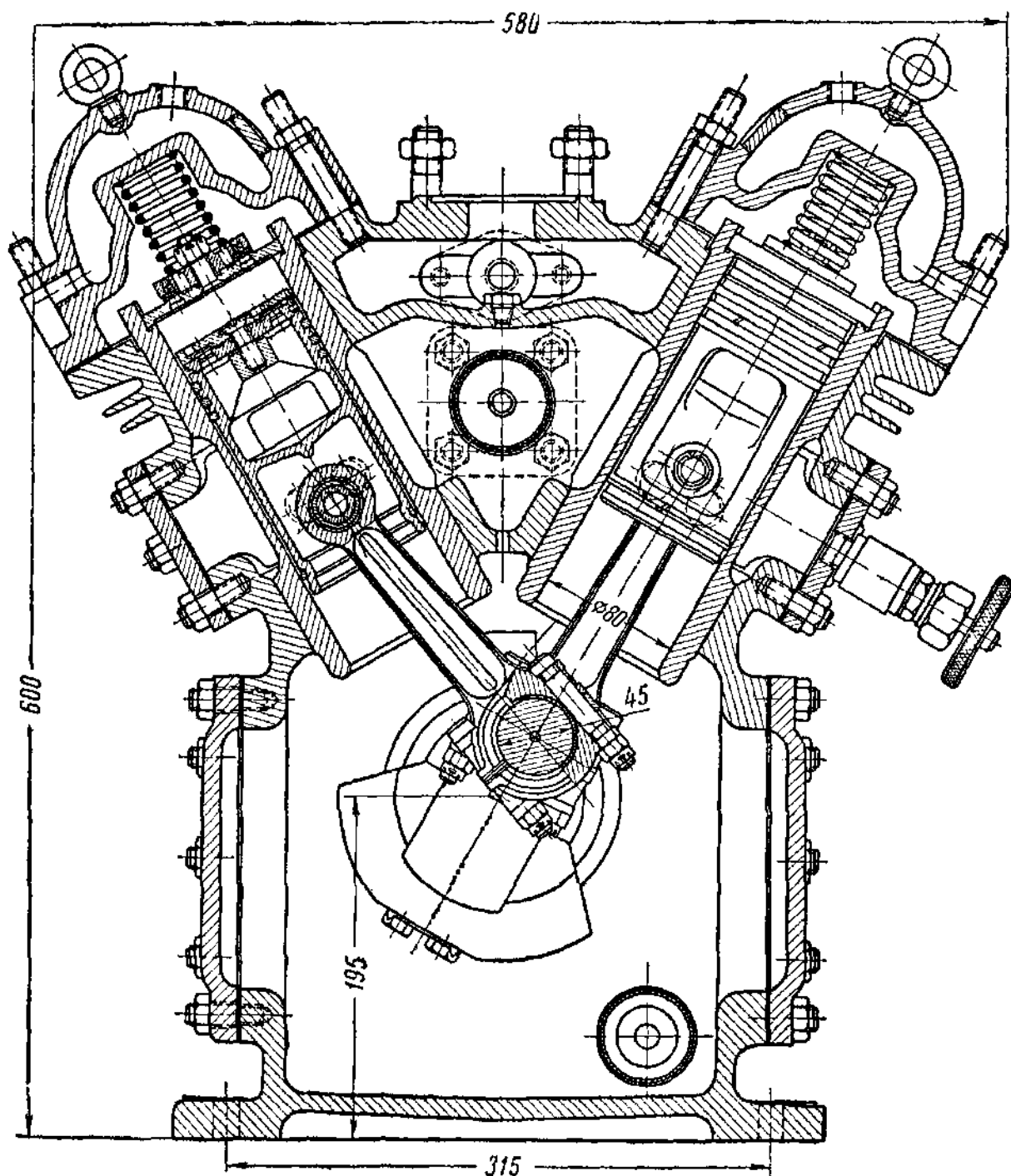


Рис. 33. Блоккартерный четырехцилиндровый аммиачный прамоточный компрессор 4АУ-8.

вающий патрубок в средней части блока и нагнетательный в верхней его части.

Вверху цилиндры закрывают крышками, но внутри каждый из них в большинстве случаев имеет еще так называемую ложную крышку, которую устанавливают над рабочей полостью

цилиндра без крепления и прижимают к опорной кольцеобразной поверхности цилиндра сильными буферными пружинами. В теле ложной крышки размещают нагнетательные клапаны. Ложную крышку было бы правильнее называть крышкой безопасности, так как она предотвращает аварии компрессора в случае попадания в цилиндр жидкого агента (гидравлический удар) или твердого тела (например, части поломавшегося клапана). В этих случаях преодолевается сопротивление буферной пружины, она сжимается и ложная крышка приподнимается. В верхней внешней части цилиндров, работающих по принципу простого (одинарного) действия, для понижения нагрева верхней рабочей полости предусматривают водяные рубашки или ребра воздушного охлаждения.

Всасывающие и нагнетательные патрубки цилиндров объединяются коллекторами с запорной арматурой.

**Поршни.** Поршни прямоточных компрессоров имеют удлиненную форму, так как они одновременно выполняют роль ползуна. В большинстве случаев их изготавливают из чугуна в виде отдельной неразъемной полый детали, суженной в средней части. Диаметр поршня в верхней и нижней частях лишь на тысячную долю меньше диаметра цилиндра. Поршень снабжают поршневыми кольцами. В верхней части ставят уплотняющие кольца, которые разобщают рабочую и всасывающую полость цилиндра. В нижней части — маслослизывающее кольцо, которое разъединяет всасывающую полость цилиндра с картером и снимает со стенок цилиндра лишнее масло. Внутренняя часть поршня по высоте делится перегородкой на две части. Над перегородкой расположены окна или специальные каналы для холодильного агента, свободно проходящего по ним от всасывающего патрубка в верхнюю полую часть поршня к всасывающему клапану. Ниже перегородки в поршне имеется отверстие для поршневого пальца, посредством которого он соединяется с шатуном.

Поршневые кольца изготавливают из чугуна, поршневые пальцы — из стали.

**Сальник.** Требования, предъявляемые к сальникам вертикальных и с угловым расположением цилиндров компрессора, менее жесткие по сравнению с горизонтальными машинами, так как они работают в относительно облегченных условиях, уплотняя конец вращающегося вала компрессора, выходящего из картера. Сальник препятствует выходу холодильного агента из картера и подсоса воздуха в картер при давлении в последнем ниже атмосферного.

В машинах более раннего выпуска применяли сальники, состоящие из свинцовых колец, соприкасающихся с валом,

насаженных на них хлопчатобумажных колец и дополнительных уплотнений.

В современных машинах наиболее распространенными типами являются сальники с упругим элементом (сильфонные и мембранные) и пружинные с уплотнительными кольцами трения.

**Клапаны.** Клапаны прямоточных машин отличаются от горизонтальных как по месту расположения в машине, так и по принципу действия. В прямоточных машинах всасывающие клапаны устанавливаются в верхней части проходного поршня, а нагнетательные — в теле ложной крышки. Клапаны самодействующие, но на их работу, кроме разности давлений  $\frac{p}{p_0}$ , оказывают

также влияние силы инерции в мертвых точках движения поршня. Когда поршень, подойдя к верхней мертвой точке, меняет направление движения на обратное, пластинка всасывающего клапана по инерции стремится сохранить свое движение вверх, и клапан открывается. Когда поршень, подойдя к нижней мертвой точке и закончив процесс всасывания агента, меняет направление движения на обратное, приподнятая от седла пластинка всасывающего клапана по инерции стремится сохранить свое движение вниз, и клапан закрывается. Поэтому всасывающие клапаны этих компрессоров выполняют обычно беспружинными. Действие пружин здесь заменяется влиянием силы инерции. Седла и направляющие клапанов отливают из чугуна, а рабочие пластинки — из листовой прокатной легированной стали.

**Предохранительные устройства.** Предохранительные устройства представлены ложной крышкой, пружинным предохранительным клапаном или калиброванной чугунной пластинкой. Устройства для предотвращения аварий (калиброванная пластинка) устанавливают внутри нагнетательной камеры компрессора или снаружи, на нагнетательной стороне компрессора.

**Кривошипно-шатунный механизм.** Кривошипно-шатунный механизм состоит из поршня, шатуна и коленчатого вала. Поршень соединяется с шатуном посредством поршневого пальца, который крепится в поршне или совсем не закрепляется и может проворачиваться в поршне и головке шатуна. Незакрепленные пальцы называются плавающими, они не должны подвергаться осевому перемещению.

Шатун соединяется с коленчатым валом при помощи разъемной головки. В некоторых машинах нижняя головка отъемная от стержня шатуна; тогда, изменяя толщину прокладок между фланцем стержня и головкой, можно регулировать величину линейного мертвого пространства компрессора. Корен-

ной вал, в зависимости от числа цилиндров машины, выполняют одноколенчатым и многоколенчатым; двухцилиндровому компрессору соответствует вал с двумя коленами, четырехцилиндровому — с четырьмя и т. д. Коленчатый вал опирается на подшипники; на его выступающий конец насаживают маховик.

Коленчатые валы и шатуны изготовляют из мартеновской углеродистой стали.

**Смазочные устройства.** Трущиеся части прямоточных компрессоров в большинстве случаев смазывают из резервуара, которым служит нижняя часть картера, одним и тем же маслом. Плунжерный или шестеренчатый насос подает масло из резервуара к трущимся частям кривошипно-шатунного механизма, пройдя предварительно через специальный фильтр. Цилиндры компрессора смазываются маслом посредством его разбрызгивания нижними головками шатунов, имеющих для этого специальные сверления. Смазка выносного подшипника обычно кольцевая. Масляные насосы приводятся в действие от коренного вала, непосредственно от торца его или посредством насаженного на него эксцентрика.

В табл. 14 дана характеристика аммиачных вертикальных и V-образных компрессоров одноступенчатого сжатия.

Значение коэффициента подачи  $\lambda$  для аммиачных компрессоров типа ВП и УП основных марок дано кривыми на рис. 34.

Достижением холодильного машиностроения являются компрессоры блоккартерной конструкции. У этих компрессоров цилиндры и картер выполнены в виде одной отливки. В верхнюю часть блоккартерной системы запрессовывают съемные цилиндры, из легированного чугуна, гильзы, которые в случае износа легко заменяются новыми.

Блоккартерные компрессоры выгодно отличаются от компрессоров других конструкций, так как механическая обработка их проще, а сборка точнее; они компактны, имеют минимальное число соединений и фланцев, что уменьшает пропуски холодильного агента через неплотности. Многоцилиндровые блоккартерные компрессоры хорошо уравновешены и могут работать с высоким числом оборотов.

Отечественные заводы выпускают блоккартерные компрессоры одноступенчатые — фреоновые и аммиачные. Последние рассчитаны на диапазон температур кипения от 0 до  $-30^\circ$  и конденсацию до  $40^\circ$  при отношении давлений конденсации и кипения  $p/p_0$  не более 8 кг/см и разности давлений на поршень  $p - p_0$  не более 12 кг/см.

Блоккартерный аммиачный компрессор (см. рис. 33) приводится в действие электродвигателем, соединенным с ним непосредственно на одной оси, число оборотов его доходит до



Аммиачные вертикальные и V-образные компрессоры одноступенчатого сжатия

Марка	Холодопроизво- димость, ккал/час	Число цилин- дров	Число оборотов, об/мин	Диаметр цилин- дра, мм	Ход поршня, мм	Отношение хода поршня к диа- метру цилиндра	Часовой объем, м <sup>3</sup> /час	Мертвый объем, %	Съем холода с 1 кг веса, ккал/час	Удельная холо- допроизводи- тельность, ккал/квт·ч	Вес компрессора с маховиком, кг	Мощность элек- тродвигателя, квт	Габариты комп- рессора, мм		
													длина	ши- рина	вы- сота
AB-15 (2AB-8)*	15000	2	720	80	80	1	34,73	6,27	57,5	2470	156	7	600	585	690
	20000		960				46,30		77,5	2560	156	10			
AKAY-30 (4AY-8)*	30000	4	720	80	80	1	69,46	5,45	83,5	2670	228	10	650	615	685
	42500		960				92,60		116	2760	229	14			
AB-75 (2AB-15)*	75000	2	480	150	140	0,93	142,43	—	45,5	3010	1050	20	1150	910	1160
	100000		720				213,65		68	3030	1050	28			
AY-150 (4AY-15)*	150000	4	480	150	140	0,93	284,86	5,35	74	3010	1450	40	1300	1120	1400
	200000		720				427,30		111	3030	1450	70			
AB-300 (2AB-27)*	300000	2	360	270	250	0,93	618,05	3,21	66	3750	4500	95	1980	1210	1935
	40000		480				824,06		86	3680	4500	130			

\* В скобках указана марка по старой номенклатуре.

960 в минуту. Особенностью V-образного компрессора является то, что при четырех цилиндрах он имеет двухколенчатый вал.

Двухцилиндровые компрессоры имеют одноколенчатый вал. Это компрессоры облегченного веса, с уменьшенным мертвым пространством (до 5,35%), роликовыми и шариковыми подшипниками. Верхние крышки компрессора охлаждаются водой, а цилиндры воздухом.

В холодильном машиностроении и при эксплуатации холодильных машин важное значение имеет унификация компрессоров. В этих целях определяют базовые компрессоры, на основе которых строятся ряды компрессоров с унифицированными основными узлами и деталями — узлами цилиндров, поршнями, клапанами, кривошипно-шатунными механизмами, картерами и т. д.

В табл. 15 приведена новая градация унифицированных холодильных компрессоров, разработанная Центральным конструкторским бюро холодильного машиностроения. Эта градация принята в нашем компрессоростроении и по мере освоения вошедших в нее машин они заменяют ранее выпускавшиеся компрессоры.

Многие из компрессоров, вошедших в унифицированные ряды, освоены и успешно выпускаются машиностроительными заводами. К их числу относятся компрессоры: АВ-100, АУ-200, ФВ-20, ФУ-40, ФУУ-80 и др.

Современные типы компрессоров отличаются компактностью, число оборотов их доходит до 1500 в минуту, они снабжаются сальниками улучшенной конструкции и подшипниками качения. Эти компрессоры экономны по расходу металла (менее металлоемки) и эффективны по съему холода с 1 кг веса. Так, например, съем холода в одноступенчатых вертикальных компрессорах при  $t_0 = -15$  и  $t = 30^\circ$  доходит до 116 ккал/час с 1 кг веса компрессора; удельная холодопроизводительность — до 3750 ккал/квт · ч.

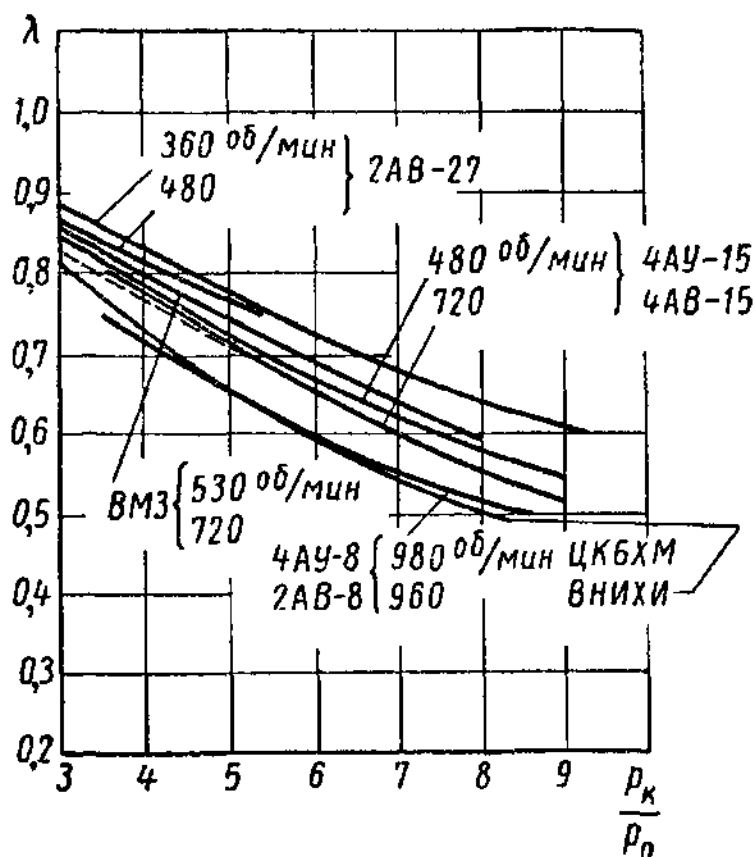


Рис. 34. Значение коэффициента подачи  $\lambda$  для аммиачных компрессоров типа ВП и УП основных марок