

## Градации холодильных компрессоров

№ баз	Конструктивные параметры баз				Параметры компрессоров, работающих на фреоне-12 и фреоне-142 при $P_k - P_0 \leq 8 \text{ кг/см}^2$						Параметры компрессоров, работающих на аммиаке, фреоне-22 и фреоне-142 при $P_k - P_0 \leq 12 \text{ кг/см}^2$					
	ход поршня, мм	тип	количество цилиндров	число оборотов в минуту	марка	диаметр цилиндра, мм	холодопроизводительность, ст. ккал/час	потребляемая мощность, квт	вес, кг	удельный вес, кг на 1000 ккал/час	марка	диаметр цилиндра, мм	холодопроизводительность, ст. ккал/час	потребляемая мощность, квт	вес, кг	удельный вес, кг на 1000 ккал/час
I	40	B	2	960 1400	ФВ-3	50	2000 2700	1,07 1,52	33	16,5 12,2	—	—	—	—	—	—
		B	2	960 1440	ФВ-6		4500 6100	1,77 2,45	45	10,0 7,4	—	—	—	—	—	—
II	50	У	4	960 1440	ФУ-12	67,5	9000 12200	3,4 4,7	90	10,0 7,4	—	—	—	—	—	—
		УУ	8	960 1440	ФУУ-25		18000 24400	6,55 9,0	150	8,3 6,2	—	—	—	—	—	—
III		B	2	960 1440	ФВ-20		13000 19500	6,5 9,2	180	14,5 9,8	АВ-20		14500 22000	5,25 7,9	160	11,0 7,3
	70	У	4	960 1440	ФУ-40	100	26000 39000	11,8 18,0	250	9,6 6,4	АУ-45	80	29000 44000	10,0 14,9	215	7,4 5,0
		УУ	8	960 1440	ФУУ-80		52000 78000	22,7 34,5	390	7,5 5,0	АУУ-85		58000 88000	19,2 29,0	350	6,0 4,0
IV		B	2	720 960	ФВ-85		65000 87000	28,0 37,5	850	13,0 9,8	АВ-100		75000 100000	25,0 33,0	800	10,7 8,0
	130	У	4	720 960	ФУ-175	190	130000 175000	54,0 72,0	1200	9,2 7,0	АУ-200	150	150000 200000	48,0 64,0	1150	7,7 5,8
		УУ	8	720 960	ФУУ-350		260000 350000	105,0 140,0	1800	7,0 5,2	АУУ-400		300000 400000	93,0 125,0	1750	5,8 4,4

Блоккартерные компрессоры изготавливают многие зарубежные фирмы. Некоторые из них имеют интересные конструктивные особенности. На рис. 35 изображен разрез аммиачного блоккартерного компрессора итальянской фирмы «Самифи». Этот компрессор не прямоточный, но имеет камеру автоматического охлаждения цилиндров.

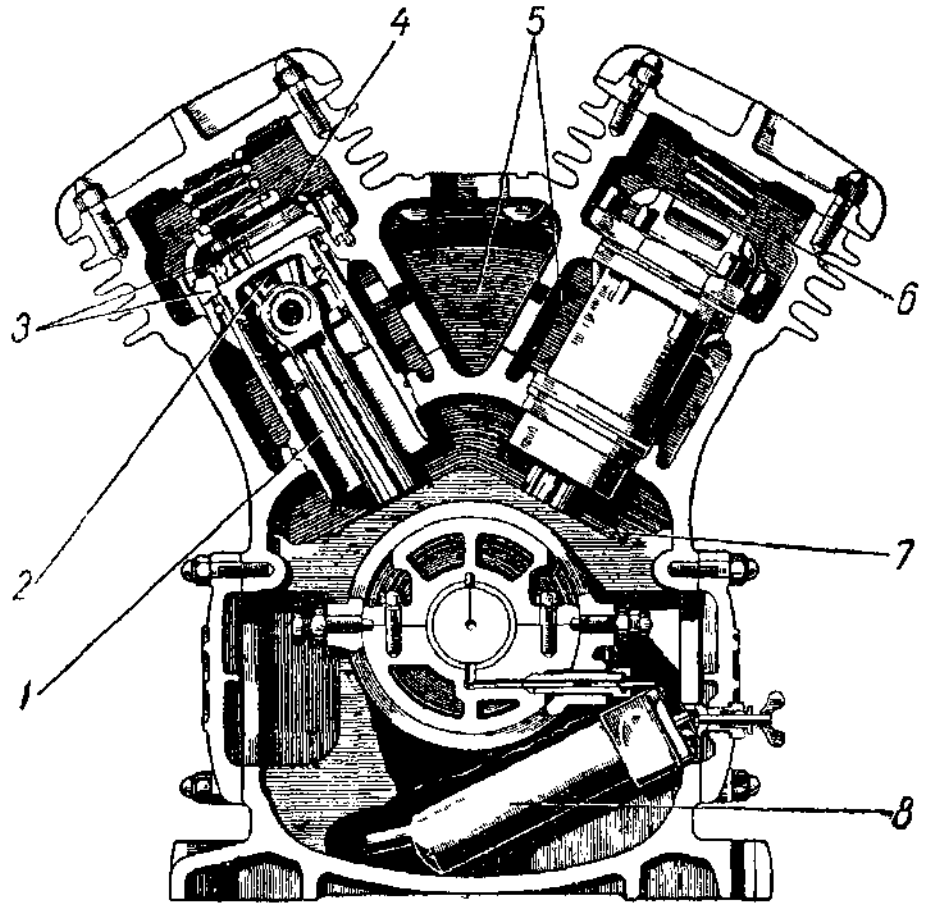
Цилиндры выполнены в виде съемных втулок, закрепленных на опорах отливки и прижимаемых к ним сильной буферной пружиной. Между цилиндром и телом отливки имеются полости, через которые и проходит к всасывающим клапанам холодильный агент.

Таким образом, цилиндр полностью размещен в потоке всасываемого аммиака. Верхняя часть компрессора — камера сжатого холодильного агента — снабжена ребрами воздушного охлаждения.

Преимущества такой конструкции (автоматическое охлаждение цилиндров холодильным агентом, возможность быстро заменять изношенные цилиндры) вполне очевидны и компенсируют нарушение принципа прямоточности.

### Некоторые особенности фреоновых компрессоров

По принципу действия и общему устройству фреоновые и аммиачные компрессоры типа ВП и УП сходны, но фреоновые компрессоры отличаются некоторыми особенностями, обусловливаемыми рассмотренными термодинамическими свойствами этого холодильного агента. На рис. 36 изображен фреоновый компрессор 4ФУ-10, который выполняется на общей базе



35. Аммиачный блоккартерный компрессор фирмы «Самифи»:

1 — цилиндр, 2 — поршень, 3 — всасывающие и нагнетательные клапаны, установленные на предохранительной крышке, 4, 5 — зарубашечное пространство, 6 — камера сжатия, 7 — картер, 8 — фильтр

с аммиачным компрессором 4АУ-8 (см. рис. 33), имеющим с фреоновым приблизительно одинаковую производительность. Фреон значительно отличается от аммиака по объемной холодо-

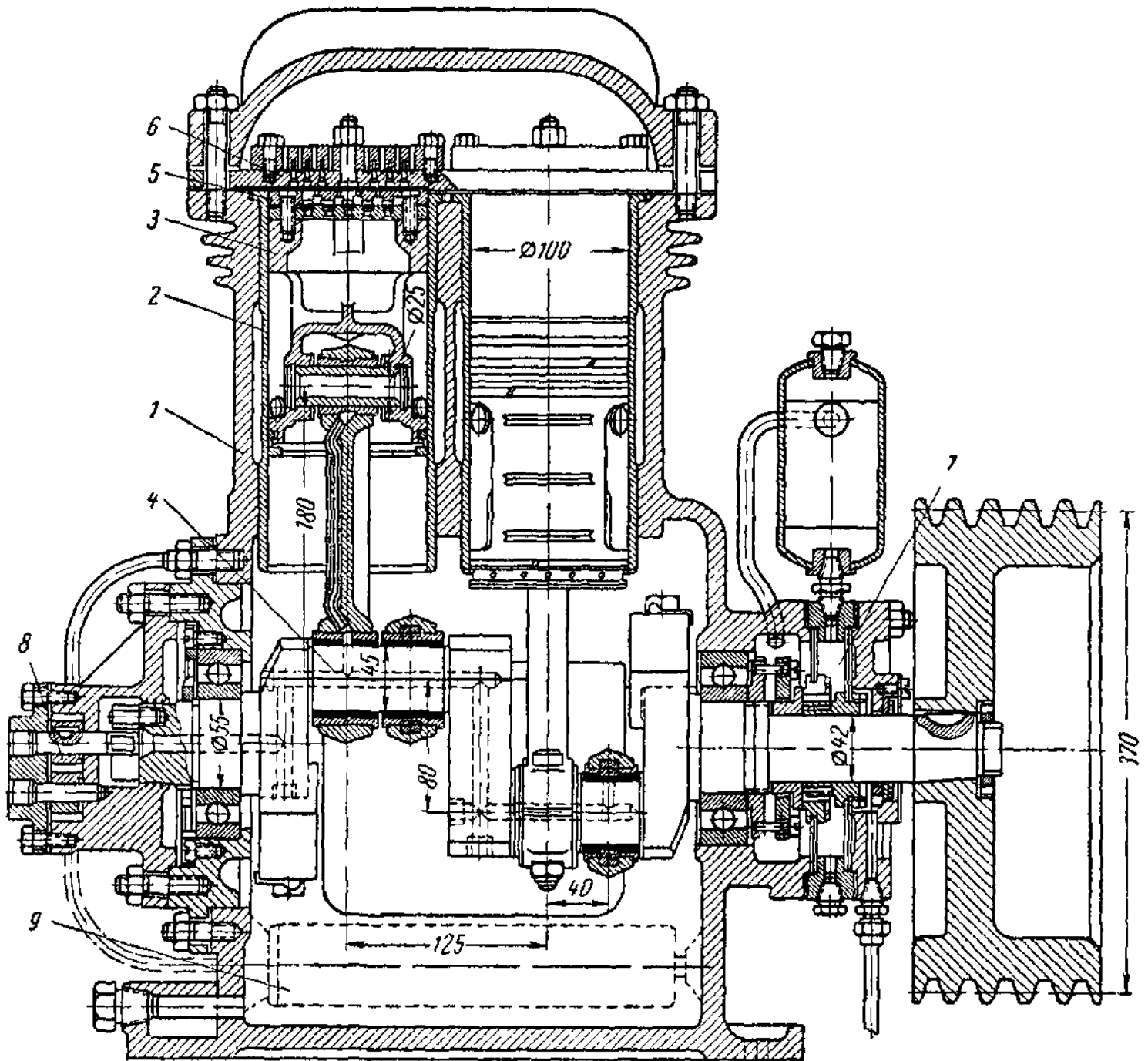


Рис. 36. Блоккартерный четырехцилиндровый фреоновый проточный компрессор 4ФУ-10:

1 — блоккартер, 2 — цилиндрические гильзы, 3 — поршень, 4 — коленчатый вал, 5 — всасывающие клапаны, 6 — нагнетательные клапаны, 7 — мембранный сальник, 8 — масляный насос, 9 — масляный фильтр

производительности, удельному весу, вязкости, температуре в конце сжатия; он обладает очень высокой текучестью. Эти свойства определяют ряд конструктивных решений в компрессорах.

Объемная холодопроизводительность фреона ( $q_v$ , ккал/м<sup>3</sup>) примерно в 1,6 раза меньше аммиака, поэтому при прочих равных

условиях цилиндр фреонового компрессора соответственно больше аммиачного. В связи с тем, что фреон-12 текуч, требование плотности во всех узлах фреоновой машины является особенно важным. Поэтому наиболее желательной конструкцией фреонового компрессора следует считать блоккартерную. По той же причине в этих компрессорах должны применяться наиболее совершенные сальники (мембранные с масляным затвором).

Фреон отличается большим удельным весом и высокой вязкостью, что создает значительное сопротивление в трубопроводах и клапанах. Чтобы избежать этого, систему рассчитывают на уменьшенную, против аммиачной машины, скорость движения фреона в трубопроводах и проходных сечениях каналов и клапанов. Так как в системе должен проходить агент по объему пара в 1,6 раза больше и со скоростью в 2,5 раза меньше, то диаметры трубопроводов фреоновой машины должны быть примерно в 2 раза больше по сравнению с аммиачной. Это положение следует учитывать и в отношении проходных сечений клапанов.

Температура фреона в конце сжатия в компрессоре невысока, так, например, при  $t_0 = -15^\circ$ , температуре всасывания  $-10^\circ$  и  $t = 30^\circ$  она равна  $45^\circ$ . При таком температурном режиме можно ограничиться воздушным охлаждением компрессора, не предусматривая охлаждающей рубашки цилиндра. Ложные крышки во фреоновых компрессорах заменяют специальными плитами, в которых размещают нагнетательные клапаны. Плита вместе с наружной крышкой жестко скрепляется с цилиндром.

Так как во фреоновых машинах применяются самопружинящие мембранные или ленточные клапаны с большим проходным сечением, опасность гидравлического удара в цилиндре компрессора практически отсутствует.

Стремление создать компактную машину, устранив возможность утечки холодильного агента, и свести к минимуму износ коленчатого вала привело к созданию бессальникового компрессора.

Картер такого компрессора герметично соединен с корпусом электродвигателя и, таким образом, последний как бы оказывается непосредственно в картере. Ротор электродвигателя насажен на продолжение коренного вала компрессора. В таком компрессоре отпала необходимость в сальнике для уплотнения коренного вала, кроме того, он работает бесшумно.

Пока бессальниковые фреоновые компрессоры изготавливаются промышленностью только небольшой производительности — до 15 тыс. ст. ккал/час.

## Компрессоры двухступенчатого сжатия

Для двухступенчатого сжатия применяют компрессоры с дифференциальным (ступенчатым) поршнем; используют в цикле двухступенчатого сжатия два компрессора, из которых один является ступенью низкого давления (ц. н. д.), другой — высокого давления (ц. в. д.); применяют многоцилиндровые компрессоры, часть цилиндров которых является ступенью низкого давления и остальные ступенью высокого давления.

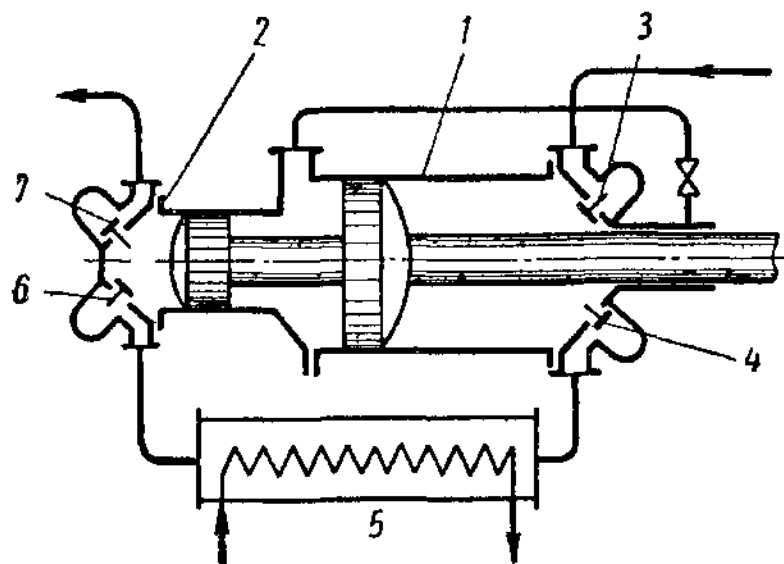


Рис. 37. Схемы устройства двухступенчатого компрессора с дифференциальным поршнем

Устройство и принцип действия компрессора с дифференциальным поршнем показаны на рис. 37.

Двухступенчатое сжатие в таких компрессорах осуществляется в одном цилиндре специальной конструкции, как бы разделенном на две зоны. Этот компрессор снабжен одним поршневым штоком, на который насажены два поршня разных диаметров. Правая часть ком-

прессора с большим диаметром цилиндра и поршня — ступень низкого давления; левая, с меньшим, — ступень высокого давления.

Холодильный агент при ходе поршня влево засасывается из испарителя через клапан 3 в ступень низкого давления 1. При обратном ходе поршня этот газ сжимается и выталкивается через клапан 4. Далее агент проходит промежуточный охладитель 5 и через клапан 6 засасывается в ступень высокого давления 2, когда поршень идет слева направо. При следующем ходе поршня справа налево в ступень 1 всасывается новая порция агента из испарителя, а в ступени высокого давления происходит сжатие и выталкивание сжатого газа через клапан 7 в конденсатор.

Следовательно, в компрессоре с дифференциальным поршнем за один ход в ступени низкого давления происходит всасывание, а в ступени высокого давления — сжатие и нагнетание газа; при обратном ходе, наоборот, в ступени низкого давления происходит сжатие и нагнетание, а в ступени высокого давления — всасывание.

Приведенная схема устройства компрессора с дифференциальным поршнем не является единственной. Другие варианты распределения ступеней горизонтального и вертикального компрессоров такого типа показаны на рис. 38. Горизонтальный компрессор 14АГ выполнен так, что ступень низкого давления находится в середине цилиндра, а ступень высокого давления

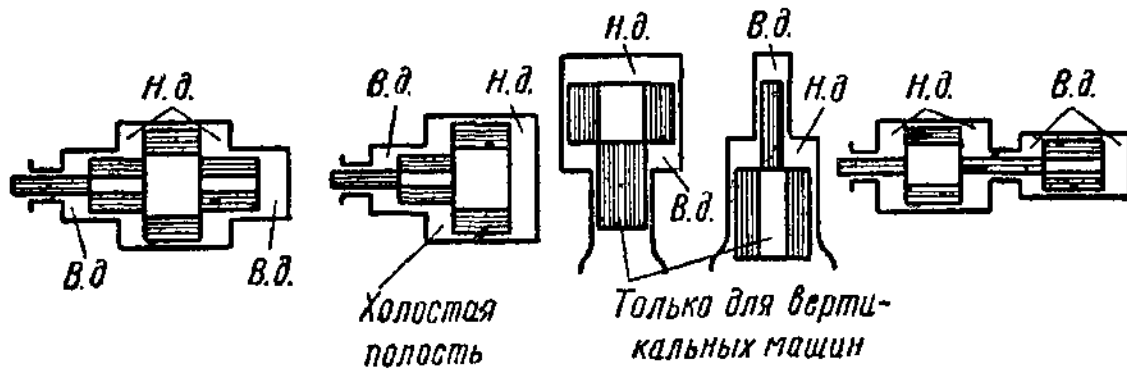


Рис. 38. Схема распределения ступеней компрессоров двухступенчатого сжатия с дифференциальными поршнями

Таблица 16

Техническая характеристика компрессоров двухступенчатого сжатия

Показатели	Компрессоры		
	14АГ	АГК-47	АГК-56
Холодопроизводительность, тыс. ккал/час . . . . .	75	275	150
	$(t_0 = -30^\circ$ $t_k = 30^\circ)$	$(t_0 = -33^\circ$ $t_k = 35^\circ)$	$(t_0 = -50^\circ$ $t_k = 35^\circ)$
Число цилиндров . . . . .	1	2	2
Диаметр цилиндра, мм			
низкого давления . . . . .	350	470	560
высокого давления . . . . .	180	300	300
Диаметр штока, мм . . . . .	50	75	75
Число оборотов в минуту . . . . .	170	187	187
Объем, описываемый поршнем			
в час, м <sup>3</sup> /час ц. н. д. . . . .	362	1730	2470
ц. в. д. . . . .	126	690	696
Ход поршня, мм . . . . .	250	450	450
Вес компрессора, кг . . . . .	3990	11500	13500
Мощность электродвигателя, квт . . . . .	44	240	240
Габариты компрессора, мм			
длина . . . . .	—	5060	5100
ширина . . . . .	—	5590	5600
высота . . . . .	—	2800	2800

Таблица 17

Техническая характеристика агрегатов двухступенчатого сжатия<sup>1</sup>

Показатели	Агрегаты			
	АДС-10	АДС-30	АДС-45	АДС-150
Компрессор				
низкая ступень . . . . .	4АУ-15	4БАУ-19	4БАУ-19	4БАУ-19
высокая ступень . . . . .	2АВ-25	2АВ-15	2АВ-15	2АВ-15
Число цилиндров				
ц. н. д. . . . .	4	4	4	4
ц. в. д. . . . .	2	2	2	2
Диаметр цилиндра, мм:				
ц. н. д. . . . .	150	190	190	190
ц. в. д. . . . .	150	150	150	150
Ход поршня				
ц. н. д. . . . .	140	140	140	140
ц. в. д. . . . .	140	140	140	140
Число оборотов в минуту				
ц. н. д. . . . .	720	480	720	720
ц. в. д. . . . .	350	480	720	720
Теоретический объем, описываемый поршнем, м <sup>3</sup> /час:				
ц. н. д. . . . .	429	456	684	684
ц. в. д. . . . .	104	143	214,5	214,5
Холодопроизводительность установки, тыс. ккал/час				
ц. н. д. . . . .	10	30	45	150
ц. в. д. . . . .	( $t_0 = -65^\circ$ $t_k = 30^\circ$ )	( $t_0 = -50^\circ$ $t_k = 35^\circ$ )	( $t_0 = -50^\circ$ $t_k = 35^\circ$ )	( $t_0 = -30^\circ$ $t_k = 30^\circ$ )
Съем холода с 1 кг компрессора, ккал/час	5,2	11	17	58
Удельная холодопроизводительность компрессора, ккал/квт·ч	718	993	1010	1970
Мощность электродвигателя, квт				
ц. н. д. . . . .	14	20	48	55
ц. в. д. . . . .	20	28	40	40
Вес агрегата, кг	3000	2900	2900	3200
Габариты компрессоров, мм				
4БАУ-19				
длина . . . . .	—	1280	1280	—
ширина . . . . .	—	1150	1150	—
высота . . . . .	—	1535	1535	—
2АВ-15				
длина . . . . .	—	1150	1150	—
ширина . . . . .	—	910	910	—
высота . . . . .	—	1160	1160	—
Габариты агрегата, мм:				
длина . . . . .	—	—	—	3925
ширина . . . . .	—	—	—	1525
высота . . . . .	—	—	—	1750

<sup>1</sup> В схемах двухступенчатого сжатия применяют и другие компрессоры агрегаты

составлена из двух полостей, расположенных с обеих сторон первой.

Способ осуществления двухступенчатого сжатия путем использования в цикле двух компрессоров одноступенчатого сжатия получил широкое распространение. Согласно расчету из одноступенчатых компрессоров выбирают наиболее подходящие по производительности и удовлетворяющие запроектированному производственному процессу. Эти машины, включенные в цикл двухступенчатого сжатия, могут выполняться с приводом от общего вала (например, горизонтальные компрессоры АГК-47 и АГК-56) или агрегатироваться из горизонтальных или вертикальных компрессоров с обособленными приводами (например, низкотемпературные аммиачные агрегаты АДС-10, АДС-30, АДС-45, АДС-150).

Агрегат АДС-10 составлен из компрессоров: в качестве ступени низкого давления — V-образный компрессор 4АУ-15 и ступени высокого давления — вертикальный компрессор 2АВ-15. Для других агрегатов использованы V-образные компрессоры 4БАУ-19 и вертикальные 2АВ-15, которые в разных схемах работают при различных температурных режимах и числе оборотов.

Таблица 18

## Техническая характеристика компрессоров марки ДАУ-80 и ДАУ-50

Показатели	Компрессоры	
	ДАУ-80	ДАУ-50
Холодопроизводительность компрессора (при $t_0 = -40^\circ$ и $t = 35^\circ$ ), тыс. ккал/час . . . . .	80/54	50/38
Число оборотов в минуту . . . . .	720/480	960/720
Потребляемая мощность на валу компрессора, квт . . . . .	55/37	36/27
Число цилиндров:		
низкой ступени . . . . .	3	3
высокой ступени . . . . .	1	1
Диаметр цилиндров, мм:		
низкой ступени . . . . .	200	150
высокой ступени . . . . .	200	150
Ход поршня, мм . . . . .	150	130
Расход смазки, г/час . . . . .	200	200
Габаритные размеры, мм:		
длина . . . . .	1335	1150
ширина . . . . .	1420	1350
высота . . . . .	1480	1260
Вес, кг . . . . .	1800	1350



Техническая характеристика компрессоров и агрегатов двухступенчатого сжатия приводится в табл. 16 и 17.

На наших холодильниках и промысловых рефрижераторных судах наибольшее распространение получили многоцилиндровые компрессоры.

Отечественная промышленность выпускает двухступенчатые, блоккартерные, прямоточные, V-образные компрессоры для

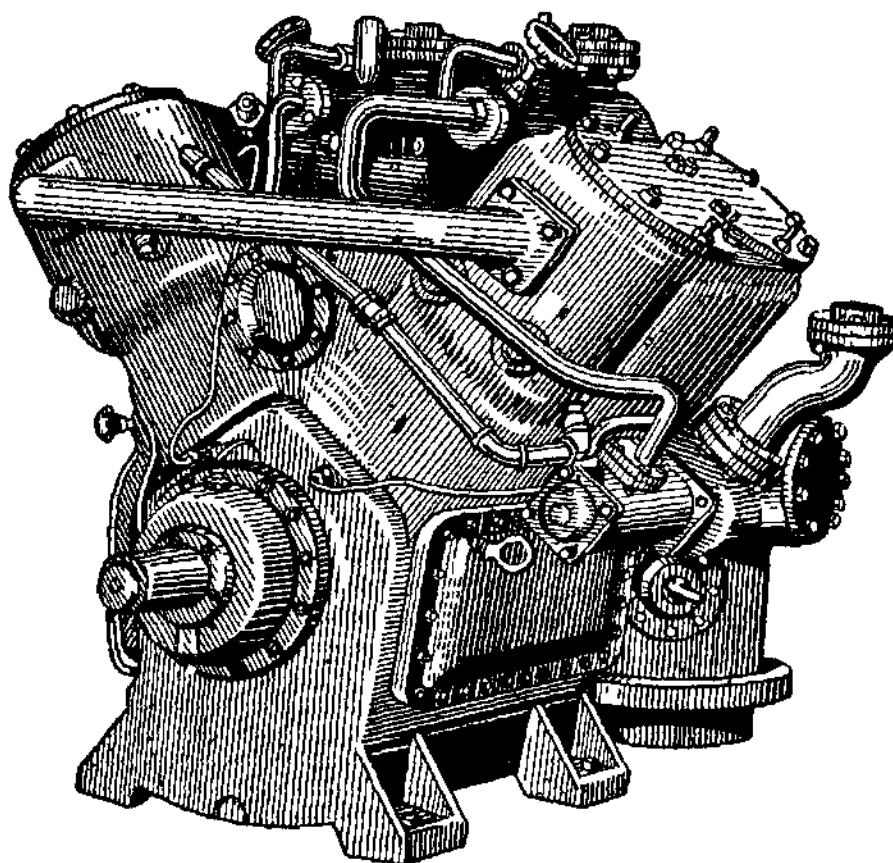


Рис. 39. Двухступенчатый блоккартерный аммиачный компрессор ДАУ-80

аммиачных холодильных установок марки ДАУ-80 (рис. 39) и ДАУ-50 (табл. 18).

Компрессоры ДАУ-80 и ДАУ-50 предназначены в основном для установки на рефрижераторных судах. Работа их масляной системы рассчитана на крен до  $40^\circ$ . Оба компрессора имеют коленчатые валы двухопорные, двухколенные — с коленами под углом  $180^\circ$ ; коренные подшипники — роликовые; клапаны всасывающие и нагнетательные — самодействующие, пластинчатые, ленточные беспружинные; сальник пружинный, двухопорный с парой трения графит-сталь.

Привод компрессоров от электродвигателя осуществляется через эластичную муфту-маховик. Муфта имеет упругий элемент в виде резиновой армированной вставки, допускающей осевое смещение до 2 мм, радиальное до 1 мм и перекося до  $1^\circ$ .

Компрессор ДАУ-50 является двухступенчатой модификацией компрессора АУ-200 из унифицированного ряда одноступенчатых компрессоров.

### Расчет основных размеров компрессоров и мощности двигателя

Главными характеристиками холодильного компрессора являются холодопроизводительность и расход мощности на работу. Они связаны с другими величинами, которые заранее принимают или определяют расчетом: диаметр цилиндра компрессора  $D$ , ход поршня  $S$ , число оборотов вала компрессора  $n$ .

Отношение  $\frac{S}{D}$  в значительной мере определяет габариты, вес, работу трения компрессора. От правильного выбора числового его значения зависит создание компрессора малогабаритного и малометаллоемкого, износоустойчивого и экономичного.

Исходными величинами для расчета основных размеров холодильного компрессора являются холодопроизводительность машины  $Q_0$  ккал/час и температурный режим  $t_0, t_{пер}, t_k$  °С.

Необходимо выбрать тип компрессора наиболее целесообразный для данного случая. Расчет основных размеров компрессора базируется на тепловом расчете процесса, который производится с помощью энтропийной или энтальпийной диаграммы (см. главу I).

Тепловой расчет определяет: холодопроизводительность 1 кг холодильного агента  $q_0 = i_1 - i_4$  ккал/час, вес агента, циркулирующего в машине за 1 час, соответствующий заданной холодопроизводительности машины  $Q_0$   $G = \frac{Q_0}{q_0}$  кг/час, часовой

объем, описываемый поршнями компрессора  $V_h = \frac{Gv_1}{\lambda}$  м<sup>3</sup>/час.

В этой формуле величина  $v_1$  находится по давлению и температуре пара у всасывающего патрубка компрессора. По этому объему рассчитывают основные размеры компрессора, тип которого был заранее выбран.

**Одноцилиндровый компрессор простого действия.** Часовой объем, описываемый поршнем компрессора, выражают размерами цилиндра, т. е.

$$V_h = \frac{Gv_1}{\lambda} = \frac{\pi D^2 S n 60}{4} \text{ м}^3/\text{час},$$

где  $D$  — диаметр цилиндра, м;

$S$  — ход поршня, м;

$n$  — число оборотов компрессора в минуту.

Отсюда вычисляют

$$D = \sqrt{\frac{4V_h}{\pi S n 60}} \text{ м.}$$

В этом уравнении величины  $D$ ,  $S$ ,  $n$  неизвестны, поэтому в него вводят значение средней скорости поршня  $c_m$ .

Средняя скорость поршня или путь, который проходит поршень в секунду, равняется

$$c_m = \frac{2Sn}{60} = \frac{Sn}{30} \text{ м/сек.}$$

Отсюда  $Sn = 30c_m$ .

Пользуясь этим отношением, получим

$$D = \sqrt{\frac{4V_h}{30 \cdot 60 \pi c_m}} \text{ м,}$$

Среднюю скорость поршня в современных крупных компрессорах принимают от 2,5 до 3,5 м/сек, в компрессорах средней холодопроизводительности от 1,5 до 2,5 м/сек. Задавшись в этих пределах численным значением  $c_m$ , легко вычислить диаметр поршня.

Ход поршня вычисляют, исходя из отношения  $\frac{S}{D}$ , величиной которого задаются на основании практики холодильного машиностроения. Это отношение зависит от конструктивной формы компрессора и холодильного агента.

В современных конструкциях компрессоров рекомендуются следующие значения  $\frac{S}{D}$ :

1) для одноступенчатых, безкрейцкопфных компрессоров, работающих на аммиаке и фреоне-22, 0,8 ~ 0,9;

2) для того же типа машин, но работающих на фреоне-12, или для поджимающих ступеней и цилиндров низкого давления двухступенчатых машин, работающих на аммиаке и фреоне-22, 0,7 ~ 0,8;

3) для крейцкопфных компрессоров двойного действия 1 ~ 1,5.

Задавшись отношением  $\frac{S}{D}$ , легко вычислить ход поршня.

Число оборотов компрессора определяют по формуле

$$c_m = \frac{Sn}{30},$$

т. е.

$$n = \frac{c_m 30}{S} \text{ об/мин.}$$

**Компрессор двойного действия.** Объем, описываемый поршнем компрессора двойного действия и выраженный через размеры цилиндра, равен

$$V_h = \frac{\pi}{4} (2D^2 - d^2) Sn60 \text{ м}^3/\text{час},$$

где  $d$  — диаметр поршневого штока, м.

Отсюда

$$V_h = \frac{G \cdot v_1}{\lambda} = \frac{\pi}{4} (2D^2 - d^2) Sn60 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Поступая таким же образом в отношении средней скорости поршня  $c_m$ , получим:

$$V_h = \frac{\pi}{4} (2D^2 - d^2) c_m 30 \cdot 60 = 1413 (2D^2 - d^2) c_m \text{ м}^3/\text{час}.$$

Далее, задаваясь значением  $c_m$  и выражая значение  $d$  по эмпирическим формулам через диаметр цилиндра, например, для аммиачной машины  $d = (0,2 \sim 0,25)D$ ; для углекислотной —  $d = (0,3 \sim 0,45)D$ , определяем величину  $D$ .

Ход поршня вычисляют, пользуясь формулой

$$S = \frac{30c_m}{n} \text{ или исходя из отношений } \frac{S}{D}.$$

**Прямоточный многоцилиндровый компрессор.** Объем, описываемый поршнями компрессора, имеющего  $Z$  цилиндров, равен

$$V_h = \frac{Gv_1}{\lambda} = Z \frac{\pi D^2}{4} Sn60 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Заменяя  $Sn$  на  $c_m 30$  получим:

$$V_h = Z \frac{\pi D^2}{4} c_m 30 \cdot 60 = Z1413D^2c_m.$$

Подставляя значения  $V$ ,  $Z$  и  $c_m$  в формулу, вычислим диаметр цилиндра

$$D = \sqrt{\frac{V_h}{1413c_mZ}}.$$

Исходя из соотношений  $\frac{S}{D}$  для данного типа компрессора и по принятому значению  $c_m$ , вычислим  $S$  и  $n$ .

**Мощность компрессора.** Работу адиабатического сжатия 1 кг холодильного агента определяют по тепловой диаграмме

$$AL = i_2 - i_1 \text{ ккал/кг.}$$

Следовательно, теоретическая мощность компрессора равна

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

Теоретическую мощность компрессора можно определить и по теоретической удельной холодопроизводительности  $K_T$

$$\left( K_T \frac{\text{ккал}}{\text{л.с.}\cdot\text{ч}}, K_T \frac{\text{ккал}}{\text{квт}\cdot\text{ч}} \right)$$

$$N_T = \frac{Q_0}{K_T} \text{ л. с.}; N_T = \frac{Q_0}{K_T} \text{ квт.}$$

Значения теоретической удельной холодопроизводительности аммиачных и фреоновых компрессоров приведены в табл. 19 и 20.

Таблица 19

**Теоретическая удельная холодопроизводительность аммиачного компрессора**

Температура, °C		Температура кипения, °C							
конденсации	переохлаждения	±0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35
20	10	11243	8658	6939	5711	4794	4083	3516	3053
	15	11027	8490	6804	5599	4700	4002	3446	2992
	20	10809	8322	6668	5488	4605	3921	3376	2931
25	15	8830	7082	5836	4901	4179	3601	3132	2742
	20	8655	6941	5719	4804	4095	3528	3068	2686
	25	8480	6799	5602	4704	4009	3454	3008	2629
30	15	7368	6079	5112	4362	3764	3276	2871	2531
	20	7223	5968	5010	4274	3688	3210	2812	2479
	25	7076	5837	4907	4186	3612	3143	2754	2426
35	30	6928	5713	4804	4098	3535	3075	2694	2373
	20	6207	5225	4462	3851	3358	2946	2600	2304
	25	6081	5118	4371	3774	3288	2885	2515	2255
40	30	5953	5009	4279	3694	3218	2822	2490	2206
	35	5824	4900	4185	3612	3147	2759	2434	2156
	25	5386	4563	3945	3141	3022	2668	2368	2108
40	30	5224	4466	3861	3367	2957	2611	2316	2062
	35	5111	4368	3777	3293	2891	2553	2264	2016
	40	4997	4270	3645	3218	2825	2493	2211	1968

Таблица 20

**Теоретическая удельная холодопроизводительность фреонового  
(Ф-12) компрессора  
(данные проф Н. С. Комарова)**

Температура, °С		Температура кипения, °С							
конден- сации	пере- охлаж- дения	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-50
	10	6570	5370	4900	4085	3460	3140	2755	2235
	15	6350	5150	4720	3945	3325	3030	2615	2135
20	20	6100	4995	4550	3795	3205	2910	2540	2025
	15	5940	4870	4200	3625	3125	2880	2485	1968
25	20	5720	4680	4060	3485	3005	2770	2390	1905
	25	5510	4515	3890	3345	2880	2650	2285	1842
	20	5070	4265	3710	3285	2770	2650	2250	1816
30	25	4890	4105	3560	3150	2655	2445	2160	1713
	30	4700	3935	3415	3025	2545	2430	2060	1655
	25	4240	3790	3280	2940	2565	2385	2040	1680
35	30	4080	3640	3145	2815	2460	2285	1955	1578
	35	3910	3480	3005	2690	2345	2180	1860	1499
	30	3715	3385	2915	2615	2310	1945	1855	1510
40	35	3560	3235	2780	2510	2210	1855	1765	1430
	40	3410	3090	2650	2380	2100	1765	1670	1359

**Примечание.** При перегреве паров во всасывающей линии на 20°С значения удельной холодопроизводительности уменьшаются на 5%.

Индикаторную мощность компрессора  $N_i$  и потребную мощность на валу двигателя  $N_e$  определяют по формулам

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i}; \quad N_e = \frac{N_i}{\eta_m},$$

где  $\eta_i$  и  $\eta_m$  — соответственно индикаторный коэффициент полезного действия и механический коэффициент полезного действия.

### Ротационные и турбокомпрессоры

Ротационные компрессоры, являясь поршневыми, отличаются от машин с возвратно-поступательным движением поршня тем, что снабжены вращающимся поршнем, эксцентрично расположенным в цилиндре. Устройство и принцип действия ротационного компрессора показаны на рис. 40.

В корпусе компрессора имеется неподвижный цилиндр 1, а подвижной поршень-ротор 3 закреплен на эксцентриковом валу 2. В пазу цилиндра смонтирована лопасть 4, которая под

действием пружины постоянно прижата к поверхности вращающегося против часовой стрелки поршня. Эта лопасть является границей между полостями всасывания и нагнетания в цилиндре.

Поршень-ротор, вращаясь вокруг эксцентричной оси цилиндра, захватывает пар во всасывающую полость, затем его сжимает и выталкивает через пластинчатый нагнетательный клапан 5. При выходе из компрессора от парообразного холодильного агента в маслоотделителе 6 отделяются частицы масла и агент поступает в конденсатор.

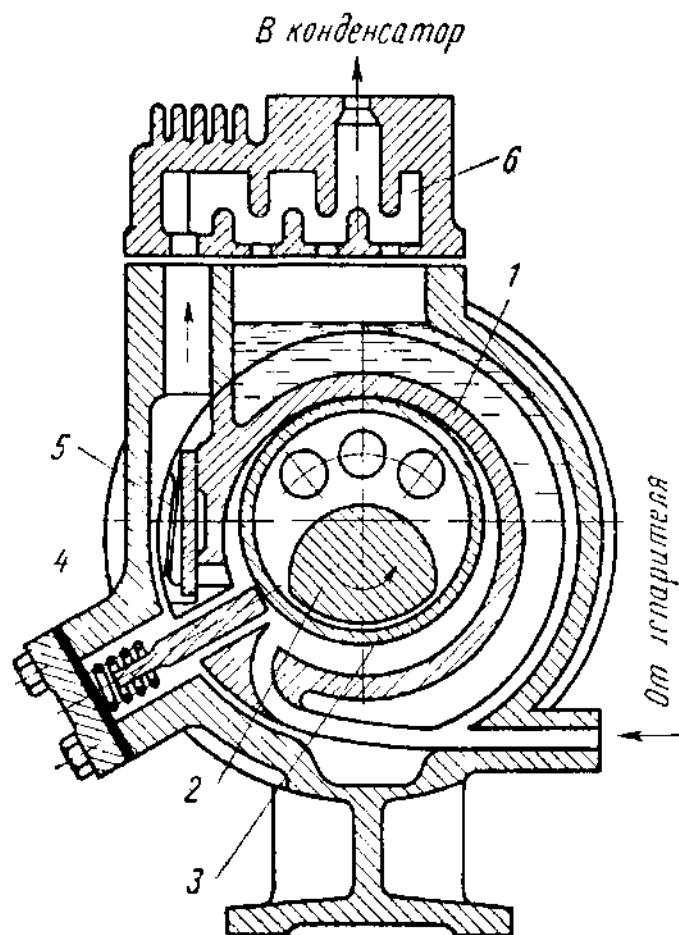


Рис. 40 Фреоновый ротационный компрессор производительностью 800 ккал/час

Кроме компрессора с катящимся поршнем-ротором, изготовляют компрессоры с пластинами в роторе. В этом компрессоре ротор эксцентрично и неподвижно укреплен на вращающемся валу.

В роторе имеются прорези, в которых скользят пластины, прижимающиеся центробежной силой к статору.

Ротационные компрессоры отличаются компактностью, хорошей уравновешенностью движущихся частей и в конструктивном отношении проще вертикальных и V-образных машин

Ввиду отсутствия колец и всасывающих клапанов, они надежны и удобны в эксплуатации, достаточно безопасны, менее чувствительны к гидравлическим ударам.

Все эти преимущества позволяют считать их перспективными для широкого применения, особенно на рефрижераторных судах, на которых экономия строительной кубатуры и уравновешенность машин имеют особенно важное значение.

Некоторые зарубежные фирмы в настоящее время выпускают ротационные компрессоры значительной холодопроизводительности (до 350 тыс. ккал/час), работающие на аммиаке и фреоне-12.

В холодильных установках очень большой холодопроизводительности при низких температурах кипения целесообразно

применять турбокомпрессоры, так как они работают с большим числом оборотов в минуту (4000~8000).

Сжатие паров холодильного агента в турбокомпрессоре происходит за счет создания центробежной силы при быстром

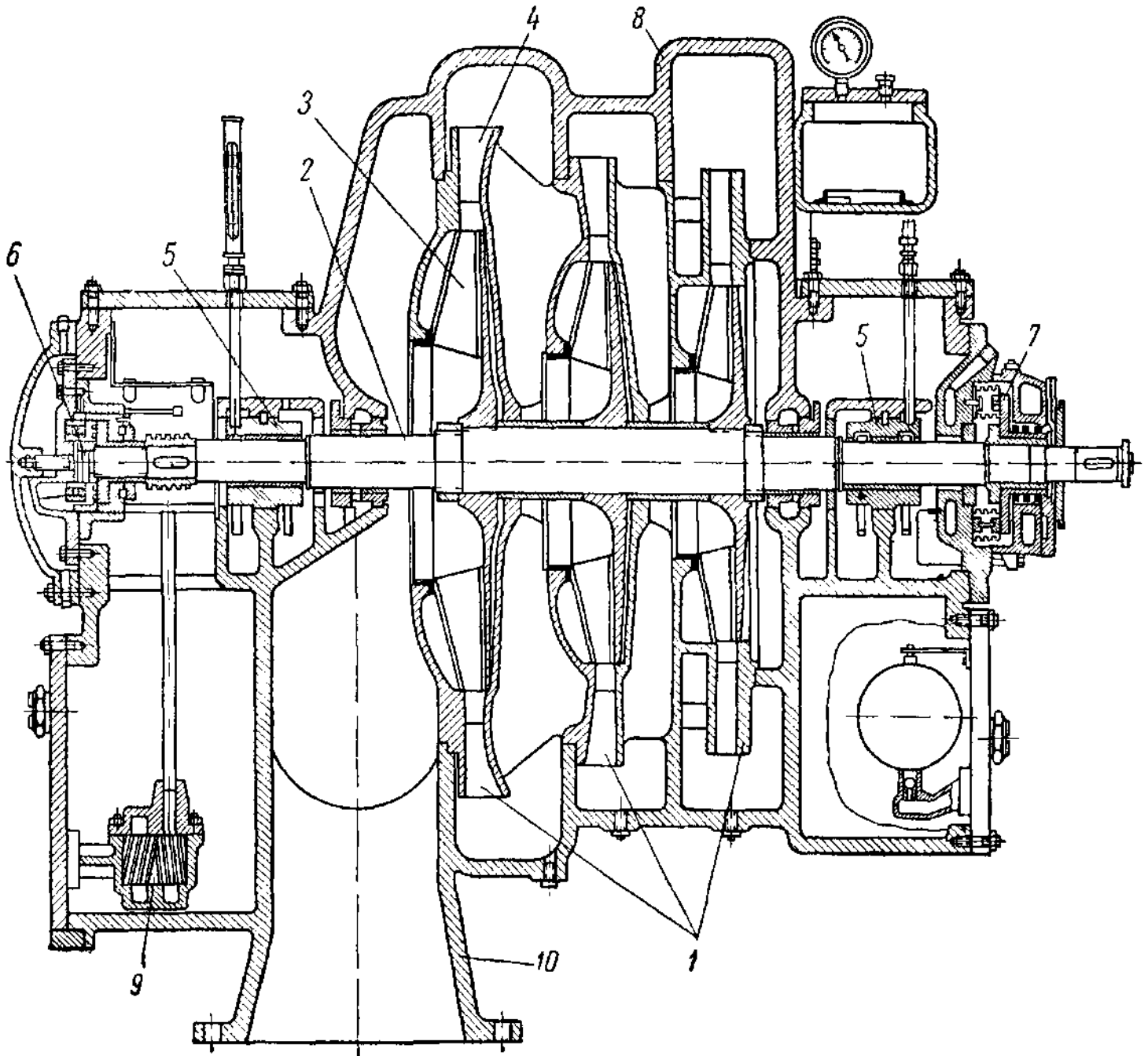


Рис 41. Трехступенчатый турбокомпрессор

1 — рабочие колеса, 2 — вал, 3 — лопатки 4 — диффузор 5 — опорные подшипники, 6 — упорные подшипники 7 — сальник, 8 — кожух 9 — масляный насос, 10 — всасывающий патрубок

вращении рабочего колеса и преобразования кинетической энергии, приобретенной агентом на лопатке рабочего колеса, в потенциальную в диффузоре. В диффузоре, за счет падения скорости движения агента, возрастает его давление.

Устройство турбокомпрессора показано на рис. 41. Из испарителя холодильный агент по патрубку 10 поступает на лопатку



рабочего колеса 3. При вращении рабочего колеса с окружной скоростью 200 м/сек холодильный агент приобретает кинетическую энергию, которая затем, при проходе агента через диффузор 4, преобразуется в потенциальную. В диффузоре за счет падения скорости движения увеличивается давление холодильного агента. При последовательном прохождении через ряд колес пары агента сжимаются до необходимого давления.

Турбокомпрессоры также имеют преимущества: они относительно просты в эксплуатации, герметичны и поэтому работают с малыми утечками агента, компактны и имеют небольшой вес. Применение турбокомпрессоров создает удобство в осуществлении многоступенчатого сжатия и регулирования.

Однако несмотря на эти преимущества, турбокомпрессоры не нашли еще широкого распространения. Основной причиной этого является то, что экономичная работа турбокомпрессоров возможна лишь в установках очень большой холодопроизводительности. Холодильными агентами в турбокомпрессорах должны быть специальные вещества с большим молекулярным весом и малой объемной холодопроизводительностью.

Так, например, нижшим пределом по холодопроизводительности для аммиачного турбокомпрессора, при котором он работает с достаточно высоким к. п. д., является производительность 1500 тыс. ккал/час. В этом случае турбокомпрессор имеет 15 ступеней сжатия. Успехи в изучении свойств рабочих веществ и изыскании новых холодильных агентов (высокомолекулярных фреонов) показывают реальную возможность более широкого применения турбокомпрессоров.

---

### *Глава III*

## **ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН**

### **ТЕПЛОПЕРЕДАЧА И СВОЙСТВА СРЕД, УЧАСТВУЮЩИХ В ТЕПЛООБМЕНЕ**

В теплообменных аппаратах, из которых основными являются конденсаторы, испарители и воздухоохладители, осуществляется сложный теплообмен. В ряде случаев он сопровождается массообменом (конденсация, льдообразование). В теплообмене между средами или телами, называемом процессом теплопередачи, теплота передается от теплой среды к холодной через разделяющее ограждение одновременно путем теплопроводности, конвекции и лучистого теплообмена. Лучистый теплообмен при относительно небольших перепадах температур в аппаратах, а также в камерных батареях — пучковых и ребренных, не имеет существенного значения. Это замечание не относится к гладкотрубным — однорядным и отчасти двухрядным батареям.

Средами, которые обмениваются теплотой, служат обычно воздух, вода, солевой раствор и холодильный агент, а разделяющим их ограждением — хорошо теплопроводные материалы, например металлические плиты, гладкостенные или ребристые трубы.

Так, например, в испарителе теплота солевого раствора передается кипящему холодильному агенту — вначале жидкой средой внешней поверхности трубной стенки путем конвективного теплообмена, затем через толщу трубной стенки путем теплопроводности и, наконец, от внутренней поверхности трубной стенки к кипящему агенту снова путем конвективного теплообмена.

Процесс теплопередачи подчиняется определенным закономерностям и зависит от свойств участвующих в процессе сред и разделяющих их перегородок.

### Теплопередача через плоскую стенку

Теплопередача через однородную плоскую стенку осуществляется путем конвективного теплообмена и теплопроводности рис. 42.

Теплая среда отдает, а стенка в результате теплоотдачи воспринимает тепло

$$Q = \alpha_1 F (t_1 - t'_1) \text{ ккал/час.}$$

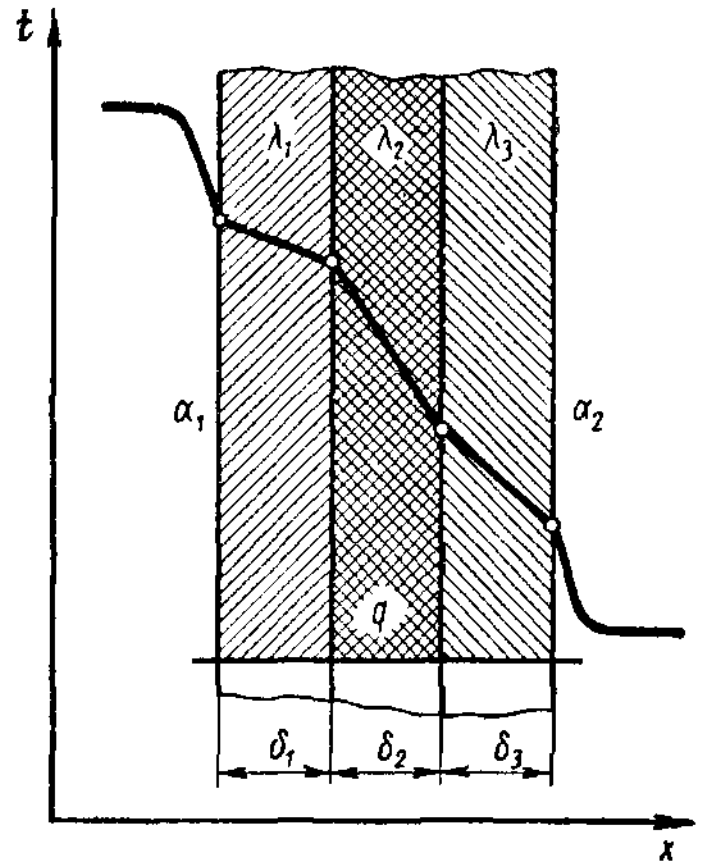
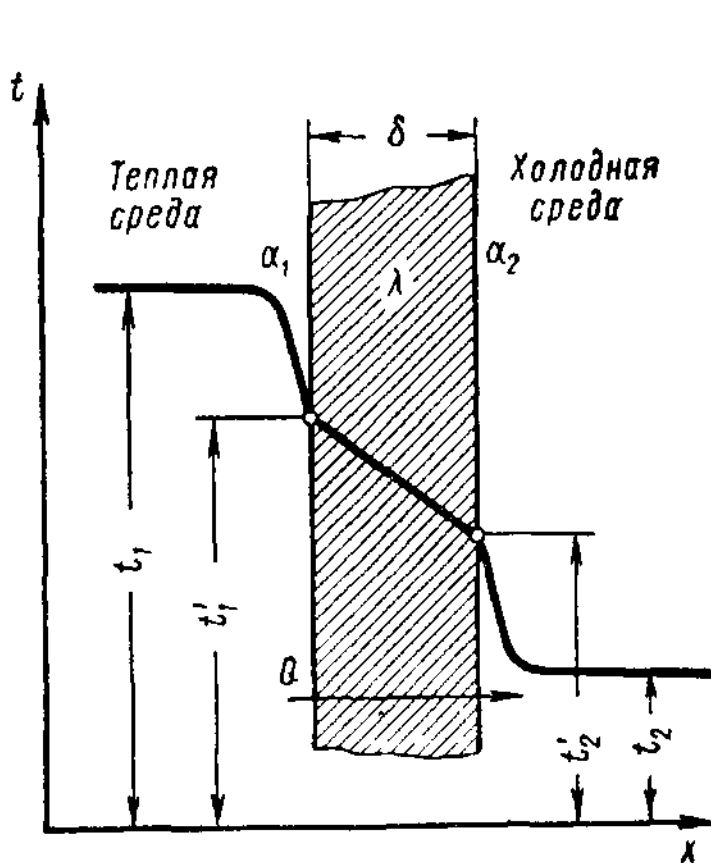


Рис. 42. Однородная плоская стенка

Рис. 43. Многослойная плоская стенка

Через перегородку толщиной  $\delta$  проникает путем теплопроводности тепло в количестве

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} F (t'_1 - t'_2) \text{ ккал/час.}$$

Ограждающая стенка отдает, а холодная среда в результате теплоотдачи воспринимает

$$Q = \alpha_2 F (t'_2 - t_2) \text{ ккал/час,}$$

где  $\alpha_1$  — коэффициент теплоотдачи, характеризующий интенсивность теплообмена между стенкой и теплой средой. Коэффициент теплоотдачи численно равняется количеству тепла, проходящего в единицу времени (час) через удельную поверхность ( $1 \text{ м}^2$ ) при разности температур между средой и стенкой  $1^\circ$ ,  $\text{ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{С}$ ;

$F$  — поверхность теплоотдачи,  $m^2$ ;

$t_1$  — температура теплой среды,  $^{\circ}C$ ;

$t'_1$  — температура поверхности ограждающей стенки со стороны холодной среды,  $^{\circ}C$ ;

$\delta$  — толщина ограждающей стенки,  $m$ ;

$\lambda$  — коэффициент теплопроводности стенки, который характеризует способность тела проводить тепло. Он численно равняется количеству тепла, проходящего в единицу времени (час), через удельную поверхность ( $1 m^2$ ) при падении температуры на  $1^{\circ}C$  на единицу длины ( $m$ ),  $ккал/час \cdot m^2 \cdot ^{\circ}C$ ;

$t'_2$  — температура поверхности ограждающей стенки со стороны холодной среды,  $^{\circ}C$ ;

$\alpha_2$  — коэффициент теплоотдачи от поверхности стенки к холодной среде,  $ккал/m^2 \cdot час \cdot ^{\circ}C$ ;

$t_2$  — температура холодной среды,  $^{\circ}C$ .

Из трех уравнений, суммарно определяющих процесс теплопередачи, можно вычислить температурные перепады

$$t_1 - t'_1 = \frac{Q}{F} \cdot \frac{1}{\alpha_1}; \quad t'_1 - t'_2 = \frac{Q}{F} \cdot \frac{\delta}{\lambda}; \quad t'_2 - t_2 = \frac{Q}{F} \cdot \frac{1}{\alpha_2}.$$

Складывая левые и правые части этих уравнений, получим

$$t_1 - t_2 = \frac{Q}{F} \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right),$$

где  $t_1 - t_2$  есть полный температурный перепад между средами. Из этого уравнения

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} F (t_1 - t_2) \text{ ккал/час.}$$

где  $\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = k$  — коэффициент теплопередачи,  $ккал/m^2 \cdot час \cdot ^{\circ}C$ .

Коэффициент теплопередачи численно равняется количеству тепла, проходящего в единицу времени (час) через удельную площадь стенки ( $1 m^2$ ), при разности температур между средами, разделенными стенкой,  $1^{\circ}C$ .

Если ввести в уравнение количество тепла, коэффициент теплопередачи, то получим

$$Q = k \cdot F (t_1 - t_2) \text{ ккал/час.}$$

В теплообменных аппаратах температуры теплой и холодной среды обычно не являются постоянными, поэтому в расчет вводят среднюю разность температур  $\Delta t_m$ . В этом случае уравнение принимает вид

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_m \text{ ккал/час.}$$

Если количество подведенного или отведенного тепла отнести к 1 м<sup>2</sup> поверхности, оно будет равняться

$$q_f = k (t_1 - t_2) \text{ ккал/час м}^2.$$

Это количество тепла называется удельной тепловой нагрузкой аппарата, или удельным тепловым потоком.

Величина, обратная коэффициенту теплопередачи называется общим термическим сопротивлением теплопередачи. Она состоит из суммы частных термических сопротивлений

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

а для многослойной стенки (рис. 43) соответственно

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2}.$$

Отсюда коэффициент теплопередачи для многослойной стенки равен

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Стенки теплообменных аппаратов холодильных машин следует рассматривать как многослойные, так как на обеих поверхностях металлической стенки (плиты, трубы) всегда имеются водяной камень, масло, ледяная оболочка и т. д.

### Теплопередача через гладкостенные и ребристые трубы

Эта теплопередача осуществляется теми же путями (рис. 44), теплая среда отдает, а холодная в результате теплопередачи через однородную цилиндрическую стенку воспринимает тепло

$$Q = \frac{2\pi L (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 r_2}} \text{ ккал/час.}$$

Или, вводя в эту формулу значения диаметров, а также среднюю разность температур  $\Delta t_m$ , получим

$$Q = \frac{\pi L (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} \cdot \pi L (t_1 - t_2) = k_1 \pi L (t_1 - t_2)$$

или

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} \pi L \Delta t_m,$$

где

- $L$  — длина трубы, м;  
 $t_1$  и  $t_2$  — температура теплой и холодной среды, °С;  
 $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — коэффициенты теплоотдачи со стороны теплой и холодной среды, ккал/м<sup>2</sup> час °С;  
 $r_1$  и  $r_2$  — внутренний и наружный радиусы трубы, м;  
 $\lambda$  — коэффициент теплопроводности стенки трубы, ккал/м час °С;  
 $d_1$  и  $d_2$  — внутренний и наружный диаметры трубы, м;  
 $k_1$  — линейный коэффициент теплопередачи на 1 м длины трубы, ккал/м час °С.

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}.$$

При  $\frac{d_1}{d_2} > 0,5$  для упрощенного определения количества тепла, проходящего через однослойную цилиндрическую стенку, применяют формулу

$$Q = k \pi d_x L (t_1 - t_2) = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \pi d_x L (t_1 - t_2),$$

где  $k$  — коэффициент теплопередачи для стенки соответственно однослойной или многослойной, ккал/м<sup>2</sup> час °С;

$d_x$  — средний диаметр трубы, м;

$$d_x = \frac{d_1 + d_2}{2},$$

$\delta$  — толщина стенки трубы, м;

$$\delta = \frac{d_2 - d_1}{2}.$$

Значение среднего диаметра трубы ( $d_x$ ) используется в формуле в том случае, когда  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  приблизительно равны, иначе вместо  $d_x$  в формулу подставляется тот диаметр, со стороны которого коэффициент теплоотдачи имеет меньшее значение.

Если теплопередача осуществляется в условиях, когда коэффициент теплоотдачи с одной стороны стенки очень мал по сравнению с другой стороной, то он численно близок к мень-

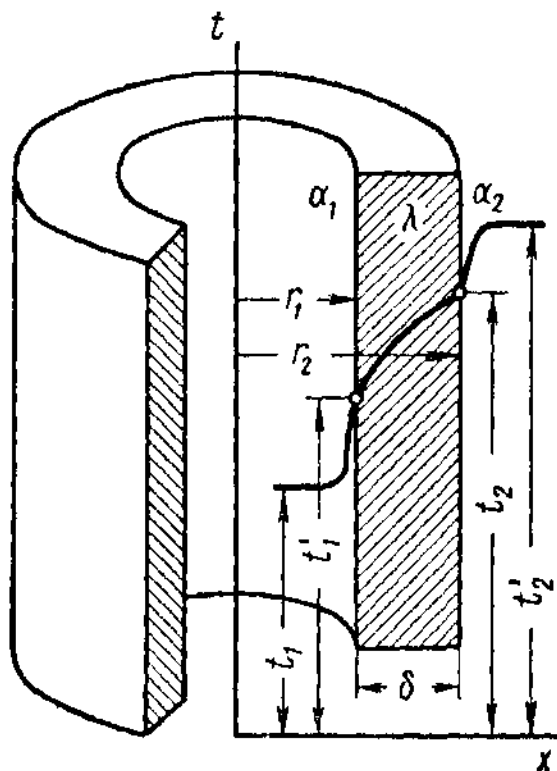


Рис. 44. Однородная цилиндрическая стенка

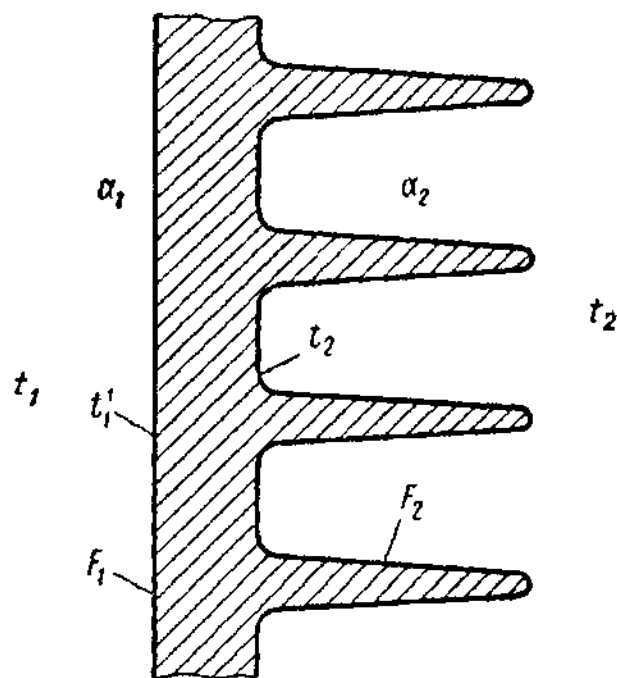


Рис. 45. Ребристая стенка

шему значению коэффициента теплоотдачи. В таких условиях для увеличения общего теплового потока между средами с той стороны стенки, теплоотдача которой характеризуется малым значением коэффициента теплоотдачи, целесообразно увеличить реагирующую поверхность применением оребрения (рис. 45).

Отношение оребренной поверхности  $F_2$  к гладкой  $F_1$  называется коэффициентом оребрения.

Количество тепла, передаваемое через оребренную стенку, равняется

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 F_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2 F_2}} (t_1 - t_2) \text{ ккал/час}$$

ИЛИ

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 F_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2 F_2}} \Delta t_m \text{ ккал/час,}$$

где  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — коэффициенты теплоотдачи со стороны гладкой и оребренной поверхности стенки,  $\text{ккал}/\text{м}^2 \text{час} \text{ } ^\circ\text{C}$ ;

$\delta$  — толщина плоской стенки,  $\text{м}$ ;

$\lambda$  — коэффициент теплопроводности стенки,  $\text{ккал}/\text{м час} \text{ } ^\circ\text{C}$ ;

$F_1$  — поверхность теплоотдачи с гладкой стороны,  $\text{м}^2$ ;

$F_2$  — то же, с оребренной стороны, включающая поверхность ребер и поверхность стенки между ребрами,  $\text{м}^2$ ;

$t_1$  и  $t_2$  — температура теплой и холодной среды,  $^\circ\text{C}$ ;

$\Delta t_m$  — средняя разность температур.

Количество тепла, отнесенное к единице гладкой поверхности,

$$q_1 = \frac{Q}{F_1} = k_1 (t_1 - t_2) \text{ ккал}/\text{м}^2 \text{ час},$$

где

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{F_1}{F_2}} \text{ ккал}/\text{м}^2 \text{ час} \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Количество тепла, отнесенное к единице оребренной поверхности,

$$q_2 = \frac{Q}{F_2} = k_2 (t_1 - t_2) \text{ ккал}/\text{м}^2 \text{ час},$$

где

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{F_2}{F_1} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{F_2}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ ккал}/\text{м}^2 \text{ час} \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Приведенные формулы справедливы для ребристой поверхности с небольшой высотой ребра, так как в противном случае необходимо учитывать падение температуры по высоте ребра. Эти формулы, полезные для выяснения сущности процесса теплопередачи развитой поверхности и приближенных расчетов, не являются достаточными для точного инженерного расчета ребристых поверхностей различных форм.

Оребренные поверхности теплообмена находят все более широкое применение в холодильной технике (например, охлаждающие батареи, воздухоохладители), что имеет очень большое значение для усовершенствования холодильного оборудования, от общего веса которого на охлаждающие приборы в современных крупных холодильниках приходится до 40%.

В гладкотрубных охлаждающих батареях коэффициент теплоотдачи от труб к теплоносителю (примерно, 150—



300 ккал/м<sup>2</sup> час °С) во много раз превышает коэффициент теплоотдачи от окружающей среды к батарее. При таком соотношении коэффициентов теплоотдачи внутри трубы и снаружи ее имеются большие возможности улучшения использования и снижения расхода труб, развивая их внешнюю тепловоспринимающую поверхность путем оребрения. Как показывают подсчеты и эксперименты, для определенных скоростей движения воздуха существуют оптимальные высоты ребер (мм): при скорости воздуха (м/сек) от свободного движения до 5—60—40; от 5 до 11 — 40—20; от 11 до 18 — 20—10.

В специальной литературе приводятся расчеты поверхностей теплопередачи с различными формами ребер — прямыми, круглыми, угловыми — прямоугольными и шестиугольными и т. д.

Методы расчета оребренных поверхностей теплообмена сложны и основаны на использовании гиперболических функций или графиков.<sup>1</sup>

В теплообменных аппаратах холодильных установок теплоотдающая и тепловоспринимающая среды могут перемещаться вдоль разделяющей их перегородки в одном и том же направлении или в противоположных направлениях. В первом случае, аппараты будут работать по принципу прямотока, во втором — противотока.

Процесс конденсации в конденсаторах холодильных машин протекает при постоянной температуре теплоотдающей среды, поскольку последняя изменяет свое агрегатное состояние и при повышающейся температуре тепловоспринимающей среды.

Процесс кипения в испарителях протекает при понижающейся температуре теплоотдающей среды и при постоянной температуре тепловоспринимающей среды, поскольку последняя изменяет свое агрегатное состояние.

### **Свойства сред, участвующих в процессе теплопередачи и разделяющих их перегородок**

Рассмотрим свойства участвующих в процессе теплопередачи сред и разделяющих их перегородок (воздух, вода, солевой раствор и металлы).

**Воздух.** В холодильных процессах воздух является в большинстве случаев теплоотдающей средой (например, в воздухоохладителях, в камерах хранения или замораживания), выполняющая роль холодоносителя, но эта среда может быть и тепловоспринимающей (например, в конденсаторах малых холодильных установок).

<sup>1</sup> Холодильная техника, кн. I, Госторгиздат, 1960; С. С. Кутателадзе, В. М. Боришанский. Справочник по теплопередаче, Госэнегоиздат, 1959.

Атмосферный воздух представляет собой механическую смесь газов; в ней по объему почти 80% занимает азот и около 20% кислород. Кроме азота и кислорода, в состав воздуха входят в небольших количествах аргон, углекислый газ, неон, гелий, криптон и водород. Все эти газы составляют лишь около 1% воздуха. В атмосфере обнаружены и другие газы, например, озон, содержание которого равняется 10—20 г в 1 млн. м<sup>3</sup> воздуха, приблизительно столько же в воздухе аммиака.

В воздухе всегда находится водяной пар, количество которого колеблется от малых долей грамма до нескольких граммов на 1 м<sup>3</sup>. Количество водяного пара, которое может содержаться в воздухе, зависит от температуры. Водяной пар в 1,6 раза легче воздуха, его плотность по отношению к воздуху при 0° равняется 0,622. Для характеристики влажности воздуха введены следующие понятия: абсолютная влажность воздуха, упругость водяного пара; относительная влажность воздуха.

Абсолютная влажность воздуха есть величина, показывающая, какое количество водяного пара содержится в единице объема воздуха; она измеряется в граммах в 1 м<sup>3</sup>.

Упругостью водяного пара называется парциальное давление водяного пара, содержащегося в воздухе. Эта величина измеряется в миллиметрах ртутного столба или в миллибарах (1 мб соответствует 0,75 мм. рт. ст.). Абсолютная влажность и упругость водяного пара связаны между собой следующим соотношением:

$$a = \frac{0,8e}{1 + at} \text{ г/м}^3 \text{ или } a = \frac{1,06e_1}{1 + at} \text{ г/м}^3,$$

где  $a$  — абсолютная влажность, г/м<sup>3</sup>;

$e$  — упругость водяного пара, мб;

$e_1$  — то же, мм. рт. ст.;

$t$  — температура, °С;

$\alpha$  — численный коэффициент, равный 0,00366.

Относительная влажность воздуха, выражаемая в %, характеризует степень влажности или сухости воздуха;  $\varphi = 100\%$  показывает, что воздух является предельно влажным,  $\varphi = 0\%$  — совершенно сухим.

Относительную влажность воздуха можно вычислить по отношению количества граммов водяного пара, содержащегося в единице объема, к тому количеству пара, который насыщает этот объем, или по отношению упругости водяного пара, находящегося в воздухе, к упругости насыщенного пара при той же температуре, т. е.

$$\varphi = 100 \frac{e}{E} \% \text{ или } \varphi = 100 \frac{a}{A} \%,$$

где  $\varphi$  — относительная влажность;

$E$  — упругость насыщенного пара, мм или мб (в зависимости от того, в каких единицах берут значение  $E$ );

$A$  — абсолютная влажность насыщенного воздуха;

$a$  — абсолютная влажность воздуха.

Воздух  $\varphi \leq 30\%$  считается сухим,  $\varphi = 50-60\%$  нормальным и  $\varphi = 80-90\%$  влажным.

В качестве величины, характеризующей влажный воздух, принимают также влагосодержание  $x$ , под которым понимают количество влаги, отнесенное к 1 кг сухого воздуха, или, что одно и то же, количество влаги, содержащейся в  $(1+x)$  кг влажного воздуха.

Другими важными параметрами влажного воздуха являются энтальпия и теплоемкость.

Энтальпией влажного воздуха (смеси воздуха и водяного пара) называется количество тепла, содержащегося в 1 кг или в 1 м<sup>3</sup> влажного воздуха. Оно зависит от температуры и весовых соотношений, составляющих влажный воздух компонентов. Энтальпия 1 м<sup>3</sup> влажного воздуха складывается из двух слагаемых: энтальпии сухого воздуха и энтальпии водяного пара, находящегося в смеси с воздухом, т. е.  $i_0 = \gamma_c ct + \gamma_{п} i_{п}$  ккал/м<sup>3</sup>.

Энтальпия 1 кг пара  $i_{п}$ , находящегося в воздухе при определенной его температуре, с достаточной для практики точностью можно подсчитать по формуле  $i_{п} = 595 + 0,46 t$ , где 595 — теплота парообразования для 1 кг воды при 0°, ккал/кг;

0,46 — теплоемкость перегретого водяного пара в интервале температур от —30 до 30°, ккал/кг °С.

Тогда

$$i_0 = \gamma_c ct + \gamma_{п} \cdot (595 + 0,46t) \text{ ккал/м}^3,$$

где  $\gamma_c$ ,  $\gamma_{п}$  — соответственно удельный вес сухого воздуха и пара, кг/м<sup>3</sup>;

$c$  — теплоемкость сухого воздуха, ккал/кг °С.

Теплоемкостью влажного воздуха называется количество тепла, потребное для изменения температуры его на 1°. При постоянном давлении она зависит от температуры, в пределах температуры от —30 до 150° весовая теплоемкость почти не меняется и может быть принята 0,24 ккал/кг °С. Тогда как объемная теплоемкость  $c_0$  значительно изменяется при разной температуре. Соотношение между весовой и объемной теплоемкостями равно

$$c = \frac{c_0}{\gamma_0} \text{ ккал/кг } ^\circ\text{С}.$$

Отсюда

$$c_0 = c\gamma_0 \text{ ккал/м}^3 \text{ } ^\circ\text{C},$$

где  $\gamma_0$  — удельный вес воздуха при атмосферном давлении (760 мм рт. ст.) и  $0^\circ\text{C}$ ;  $\gamma = 1,293 \text{ кг/м}^3$ , а объемная теплоемкость воздуха при этих условиях равна  $c_0 = 0,24 \cdot 1,293 = 0,31 \text{ ккал/м}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

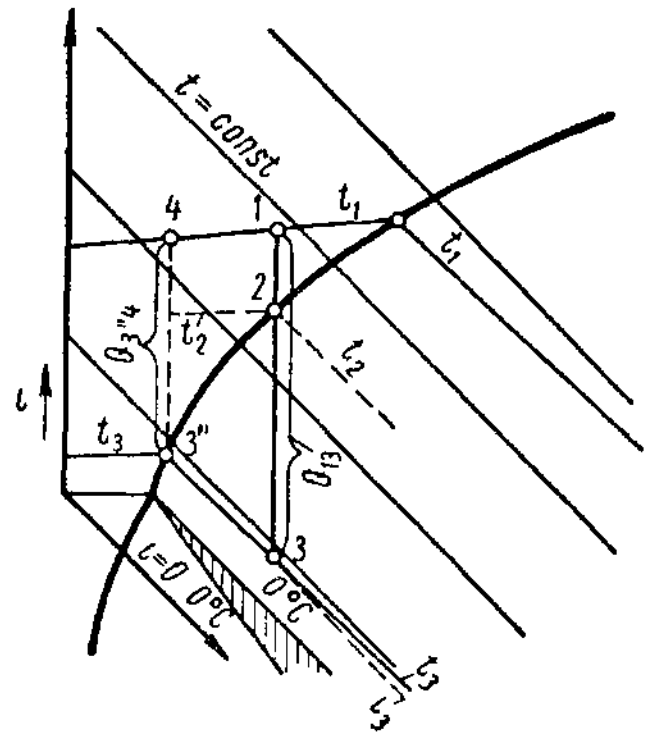
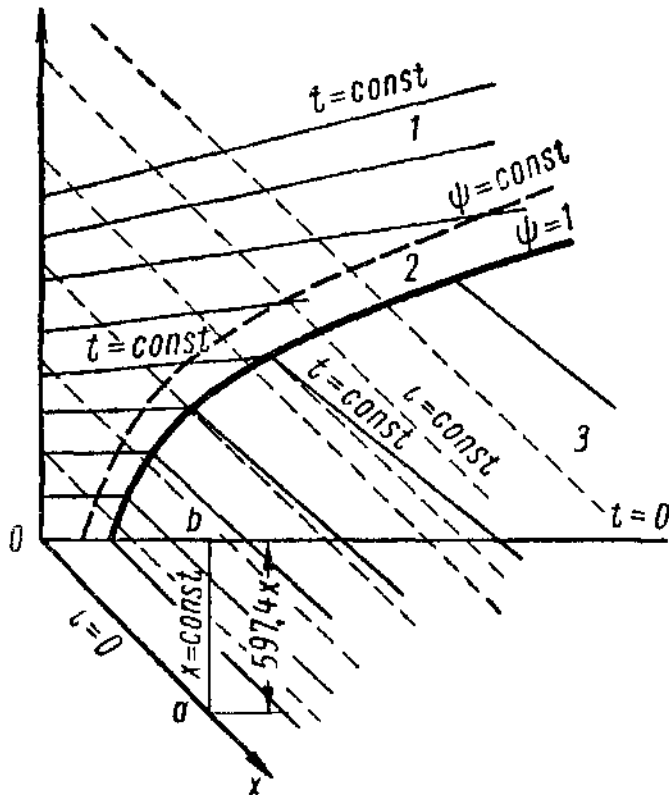


Рис. 46.  $x, i$ -диаграмма:

1 — область ненасыщенного воздуха, 2 — линия насыщения, 3 — область тумана

Рис 47. Охлаждение влажного воздуха в  $x, i$ -диаграмме

Анализ физических процессов изменения воздуха можно производить, вычисляя параметры воздуха и пользуясь аналитическими формулами или готовыми психрометрическими таблицами, в которых соответствующие параметры заранее вычислены. Однако метод графического изображения термодинамических величин является наиболее наглядным и удобным, особенно при анализе и расчете процессов охлаждения или нагревания воздуха, смешения различных количеств воздуха и увлажнения его. Так как в процессах основными параметрами являются влагосодержание  $x$  и энтальпия  $i$ , то для этих целей широко применяется  $x, i$ -диаграмма (рис. 46).

Пользуясь диаграммой, рассмотрим эти процессы.

*Охлаждение или нагревание влажного воздуха.* Этот процесс графически показан на рис. 47. Пусть первоначальное состояние воздуха характеризует точка 1 ( $t_1, x_1$ ). При охлаждении его влагосодержание воздуха остается постоянным до тех пор, пока

линия постоянного влагосодержания (вертикаль), по которой протекает процесс охлаждения, не пересечет линию насыщения в точке 2, называемой точкой росы. При дальнейшем охлаждении из воздуха выпадет влага. Доведем охлаждение до точки 3, в которой смесь будет состоять из насыщенного воздуха 3 и воды. Состояние последней диаграммой не выявляется, так как точка, характеризующая его, лежит на изотерме  $t_3$  в бесконечности.

При подогревании воздуха состояния 3 до первоначальной температуры  $t_1$  процесс пойдет по линии 3—4. Воздух в точке 4 имеет ту же температуру  $t_1$ , но он более сухой.

Таким образом, при охлаждении и последующем подогреве воздуха в процессах 1—3 и 3—4 можно произвести его осушение. Тепло, отведенное при охлаждении воздуха в процессе 1—3, равняется  $Q_{1-3} = i_1 - i_3$ ; тепло, подведенное при нагревании воздуха в процессе 3—4, составляет  $Q_{3-4} = i_4 - i_3$ . Количество выделенной влаги  $\omega = x_1 - x_3$ .

*Смешение различных количеств воздуха.* Процесс заключается в смешивании двух количеств воздуха различного состояния:  $L_1$  кг состояния  $x_1, t_1, i_1$  и  $L_2$  кг состояния  $x_2, t_2, i_2$  одного и того же давления  $p$  (рис. 48). Определим состояние воздуха после смешения при том условии, что процесс смешения не будет сопровождаться ни отводом, ни подводом тепла извне. Предположим, что  $L_1$  и  $L_2$  обозначают смешиваемые весовые количества, выраженные в килограммах сухого воздуха, тогда

$$L_1 x_1 + L_2 x_2 = (L_1 + L_2) x_m$$

и, следовательно,

$$x_m = \frac{L_1 x_1 + L_2 x_2}{L_1 + L_2}.$$

Аналогичным образом

$$L_1 i_1 + L_2 i_2 = (L_1 + L_2) \cdot i_m$$

и, следовательно,

$$i_m = \frac{L_1 i_1 + L_2 i_2}{L_1 + L_2}.$$

Обозначая  $\frac{L_2}{L_1} = a$ , из предыдущих уравнений можно найти следующую зависимость

$$a = \frac{i_m - i_1}{i_2 - i_m} = \frac{x_m - x_1}{x_2 - x_m},$$

из этого выражения получаем

$$L_2 (x_2 - x_m) = L_1 (x_m - x_1).$$

Таким образом, искомые параметры воздуха после смешения ( $x_m$  и  $i_m$ ) лежат на прямой, соединяющей состояние 1 и 2, причем положение точки  $m$  определяется по закону рычага. Например, если  $L_2=1$  кг и  $L_1=3$  кг, то при графическом построении следует разделить отрезок 1—2 на четыре части, взяв точку  $m$  на расстоянии  $1/4$  от точки 1.

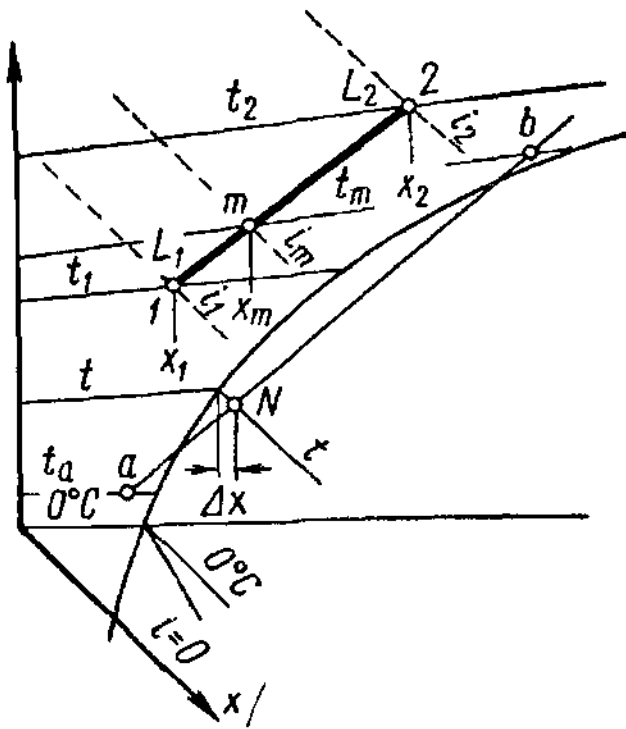


Рис. 48. Смешение различных количеств воздуха

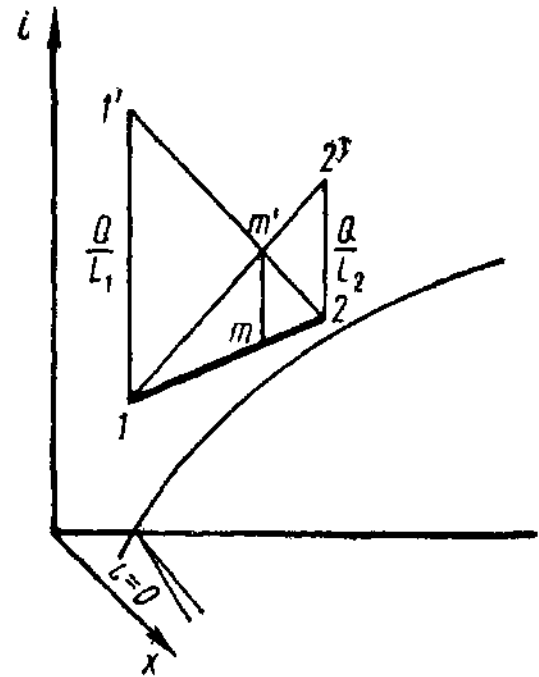


Рис. 49. Смешение воздуха, сопровождаемое подводом внешнего тепла

Линия  $a$ — $b$  показывает, что при смешении двух количеств ненасыщенного воздуха состояний  $a$  и  $b$ , можно получить пересыщенную смесь (точка  $N$ ).

Если смешение двух количеств воздуха сопровождается подводом тепла  $Q$  извне, то точка  $m$  переместится вверх, по линии постоянного влагосодержания (рис. 49). Энтальпия точки  $m'$  определится из условия

$$i_{m'} - i_m = \frac{Q}{L_1 + L_2},$$

причем не важно, подводится ли тепло  $Q$  в состоянии 1 или состоянии 2. Из построения следует

$$i_{1'} - i_1 = \frac{Q}{L_1}; \quad i_{2'} - i_2 = \frac{Q}{L_2}.$$

**Увлажнение воздуха.** Допустим, что к воздуху состояния 1 примешивается вода с энтальпией  $i_w$ . Состояние этой воды не обнаруживается в диаграмме, так как оно лежит в бесконеч-

ности, но направление процесса в диаграмме определяется, исходя из следующего: допустим, состояние среды в конце смешения характеризуется параметрами  $x_m$  и  $i_m$  и количество воды, примешанной к воздуху, составляет  $W$ , тогда

$$L(x_m - x_1) = W \quad \text{и} \quad L(i_m - i_1) = W i_w,$$

откуда

$$\frac{i_m - i_1}{x_m - x_1} = i_w.$$

Левая часть этого выражения есть угол  $\epsilon$  наклона прямой в  $x, i$ -диаграмме

$$\frac{i_m - i_1}{x_m - x_1} = \frac{di}{dx} = \epsilon.$$

Следовательно, процесс примешивания воды к воздуху протекает от заданного состояния воздуха  $1$  по прямой с уклоном  $\epsilon$ , равным энтальпии  $i_w$  примешиваемой воды.

Состояние после смешения определится из условия  $x_m = x_1 +$

Рис. 50. Процесс впрыскивания воды в воздух

$+\frac{W}{L}$ . Таким же образом процесс примешивания к воздуху водяного пара с энтальпией  $i_v$  происходит по прямой с уклоном, равным энтальпии водяного пара  $i_v$ .

Точно также впрыскивание воды ( $i_w$  и  $t$ ) во влажный воздух состояния  $1$  (рис. 50) характеризуется в  $x, i$ -диаграмме линией  $1-2$ , уклон которой (если температура воды невелика) почти совпадает с уклоном, равным нулю ( $i = \text{const}$ ). Из диаграммы видно, что при этом смешении воздух охлаждается, состояние  $2$  его не только холоднее воздуха первоначального состояния, но и той воды, которая к воздуху была примешана. Добавление воды к насыщенному воздуху состояния  $2$  не приводит к дальнейшему охлаждению.

**Вода и солевой раствор.** Вода в холодильных процессах участвует главным образом как тепловоспринимающая среда (в конденсаторах), но иногда и как холодоноситель. Морская вода в качестве тепловоспринимающей и часто теплоотдающей среды является холодоносителем, в процессах охлаждения рыбы, особенно в экспедиционных условиях на судах. Солевой раствор применяется как холодоноситель в приборах камерного охлаждения или в рыбозамораживающих аппаратах и установках.

Вода имеет самую большую среди других тел удельную теплоемкость, весьма удобна как теплопринимающая среда в холодильных установках. Как теплоотдающая среда ее роль невелика, что объясняется относительно высокой температурой плавления льда, получаемого из этой воды.

Вода морей и океанов отличается по составу от воды пресных бассейнов: в 100 г морской воды растворено 35 г солей, из которых на долю  $\text{NaCl}$  приходится 27,2 г и на долю  $\text{MgCl}_2$  — 3,8 г.

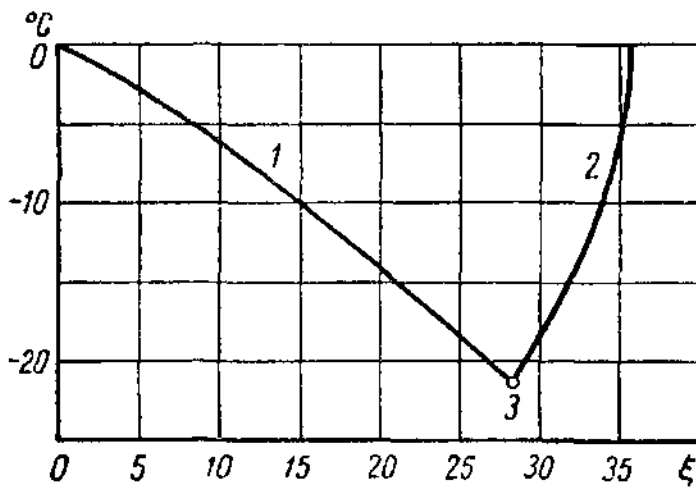


Рис. 51. Диаграмма температур за твердевания рассола  $\text{NaCl}$ :

1 — кривая выделения льда, 2 — кривая выделения соли, 3 — криогидратная точка

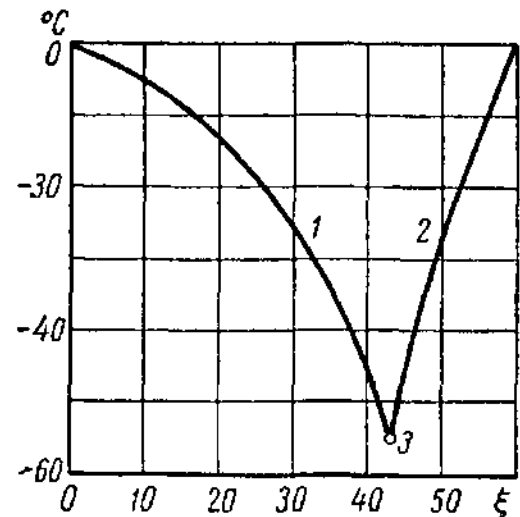


Рис. 52. Диаграмма температуры затвердевания рассола  $\text{CaCl}_2$ :

1 — кривая выделения льда, 2 — кривая выделения соли, 3 — криогидратная точка

Так как температура плавления льда из морской воды ниже чем из пресной, то как холодоноситель морская вода имеет гораздо большее значение, чем пресная. По этой же причине в холодильной технике широко применяют водные растворы солей, температуру замерзания которых можно регулировать, применяя различные соли в той или иной концентрации раствора.

Морская вода и солевые растворы имеют важное значение не только как холодоноситель, но и как среда, с которой пищевые продукты (рыба) непосредственно соприкасаются в процессах охлаждения и замораживания. Поэтому эти растворы не только должны замерзать при достаточно низкой температуре, но и не оказывать на продукт вредного воздействия.

Концентрацией раствора называется содержание растворенного вещества в единице веса или объема раствора. Ее выражают чаще всего в граммах соли на 1 л раствора, так как измерять объемы раствора проще, чем вес. В холодильной технике применяют растворы хлористого натрия  $\text{NaCl}$  (поварен-



ная соль), хлористого кальция  $\text{CaCl}_2$  и хлористого магния  $\text{MgCl}_2$ .

Свойства растворов зависят от их концентрации. На рис. 51 и 52 приведены диаграммы состояния водного раствора солей  $\text{NaCl}$  и  $\text{CaCl}_2$ . По оси абсцисс показаны концентрации раствора в весовых частях соли на 100 вес. частей воды, а по оси ординат — температуры раствора.

Точка пересечения кривых выделения льда и соли называется криогидратной точкой; она характеризуется самой низкой температурой замерзания и соответствует определенной концентрации рассола. Пусть, например, имеется слабый раствор  $\text{NaCl}$  с любой положительной температурой, и этот раствор подвергается охлаждению. Концентрация охлаждаемого раствора не изменится и он не застынет при охлаждении его до температуры несколько ниже  $0^\circ$ .

При дальнейшем понижении температуры появляются кристаллы льда, но не соли, т. е. будет выделяться лед, что, конечно, связано с повышением концентрации раствора. Поскольку в каждый следующий момент раствор становится все более концентрированным, температура замерзания его понижается.

Процесс вымораживания (выделения льда) по мере понижения температуры раствора и характеризуется левой кривой диаграммы, т. е. кривой выделения льда. Процесс отделения воды в виде льда и увеличения концентрации раствора продолжается до тех пор, пока раствор не достигнет температуры криогидратной точки, в которой он замерзает в виде однородной смеси.

Возьмем нагретый раствор высокой концентрации и будем его охлаждать. В этом случае охлаждение протекает вначале также без изменения концентрации до определенной отрицательной температуры, соответствующей той или иной точке правой кривой диаграммы.

По мере дальнейшего охлаждения раствора, первоначальная концентрация которого была более высокая, чем в криогидратной точке, из него выделяется кристаллическая соль. Это связано с понижением концентрации раствора. Процесс выделения другого компонента раствора — соли — характеризуется правой кривой диаграммы, т. е. кривой выделения соли. Процесс отделения соли и некоторого понижения концентрации раствора продолжается до тех пор, пока раствор не достигнет температуры криогидратной точки, в которой весь раствор замерзнет в виде однородной смеси.

При охлаждении раствора с первоначальной концентрацией, соответствующей криогидратной точке, компоненты не будут выпадать из него, а при достижении температуры криогидрат-

ной точки раствор замерзнет одновременно в виде однородной массы — криогидрата. Эти смеси называются эвтектическими.

Криогидратные точки водных растворов  $\text{NaCl}$  —  $21,2^\circ$  (при этом на 100 частей воды приходится 28,9 частей соли);  $\text{MgCl}_2$  —  $33,6$  (на 100 частей воды — 27,6 частей соли) и  $\text{CaCl}_2$  —  $55^\circ$  (на 100 частей воды — 42,5 частей соли).

Таким образом, температура замерзания раствора зависит от вида соли и концентрации раствора. Концентрацию раствора принимают соответствующую заданной температуре раствора и с таким расчетом, чтобы температура его затвердевания была на  $6$ — $8^\circ$  ниже температуры кипения холодильного агента. Это условие практически определяет границы использования различных растворов; так, например, раствор  $\text{NaCl}$  можно применять лишь при температуре кипения агента выше  $-16^\circ$ , растворы  $\text{MgCl}_2$  и  $\text{CaCl}_2$  соответственно выше  $-28$  и  $-50^\circ$ .

С увеличением концентрации раствора возрастает его удельный вес и уменьшается теплоемкость, что объясняется свойствами компонентов раствора (свойства растворов, применяемых в холодильной технике, приводятся в справочных таблицах).

Теплообмен между жидкой средой (вода, солевой раствор) зависит от многих факторов; при этом жидкость может протекать внутри трубы или обтекать трубу снаружи.

Основными факторами, влияющими на характер и интенсивность теплообмена, являются режим движения жидкости, температурный перепад, свойства жидкости и характер поверхности теплоотдачи.

При ламинарном режиме движения жидкости, когда частицы последней движутся параллельно, теплообмен в основном протекает путем теплопроводности, в то время как при турбулентном режиме, когда частицы жидкости движутся беспорядочно, протекает конвективный теплообмен.

Даже при турбулентном режиме движения жидкости, в пограничном слое жидкость движется замедленно, в то время как толщина пограничного слоя уменьшается с увеличением скорости ее движения.

Таким образом, интенсифицировать теплообмен между жидкостью и стенкой можно, увеличив скорость движения жидкости. Интенсивность теплообмена возрастает также при увеличении температурного перепада между жидкостью и разделяющей стенкой.

Характер поверхности теплоотдачи также существенно влияет на интенсивность теплообмена. При этом благодаря большому разнообразию конструктивных решений (теплопере-

дающая поверхность в виде одной трубы или пучка, в виде вертикальной или горизонтальной трубы и т. д.) создаются многообразные условия теплообмена, которые следует анализировать в каждом отдельном случае.

Коэффициент теплоотдачи от воды к стенкам труб конденсаторов при  $W=0,8-1$  м/сек может быть принят равным 3—4 тыс. ккал/м<sup>2</sup> час °С. Коэффициент теплоотдачи для воды при движении ее в трубах можно приближенно определить по формуле

$$\alpha_B = 1750(1 + 0,017t_B) \frac{W^{0,87}}{d^{0,13}} \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{С},$$

где  $t_B$  — средняя температура воды, °С;

$W$  — скорость воды в трубах, м/сек.;

$d$  — внутренний диаметр трубы, м.

Для более точных расчетов коэффициенты теплоотдачи при теплообмене между жидкой средой и трубами (конденсатора, испарителя и др.) определяют из критериальных уравнений. Для этого в них подставляют значения физических величин соответствующих критериев и получают степенное уравнение, по которому в зависимости от факторов, определяющих процесс теплообмена, подсчитывают значение коэффициента теплоотдачи. Приводим важнейшие критериальные уравнения.

При вынужденном ламинарном движении жидкости в трубе действительна формула

$$Nu_m = 0,74 \cdot Re_m^{0,2} (Gr \cdot Pr)_m^{0,1} Pr_m^{0,2}.$$

Формула справедлива для критерия  $Re$  от 10 до 2200. Значения физических констант приняты при средней температуре пограничного слоя

$$t_m = 0,5(t_f - t_w),$$

где  $t_f$  — средняя температура жидкости;

$t_w$  — температура стенки.

При вертикальном положении трубы и совпадении направлений свободного и вынужденного движений коэффициент теплоотдачи на 15% ниже вычисленного, а при противоположном — на 15% выше. По формуле можно вычислить средний коэффициент теплоотдачи для трубы длиной  $l \geq 50 d$ .

Из формулы, определяющей теплоотдачу при вынужденном ламинарном движении жидкости в трубе, можно получить

$$\alpha = A \frac{W^{0,2}}{d^{0,5}} \Delta t^{0,1} \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{С},$$

где  $A = 0,74 (3600)^{0,3} = \lambda^{0,8} c^{0,2} \left( \frac{\beta \gamma^8}{\alpha \mu} \right)^{0,1}$  ( $W$  — м/сек;  $\mu$  — кг сек/м<sup>2</sup>).

Для воды при  $t_m=0$   $A=71,5$ ; при  $20^\circ$  —  $91,8$ , при  $40^\circ$  —  $105,4$ ; при  $60^\circ$  —  $115,6$ .

При вынужденном турбулентном движении жидкости в трубе действительна формула

$$Nu_f = 0,023 Re_f^{0,8} \cdot Pr_f^{0,4}.$$

Формула справедлива при  $Re_f > 10^4$  и  $Pr_f = 0,7 \sim 2500$ .

Значения физических констант приняты по средней температуре жидкости  $t_f$ . Формулой можно пользоваться для труб при  $\frac{l}{d} \geq 50$ .

Из нее получаем

$$\alpha = 0,023 \frac{\lambda}{d} \left( \frac{Wd}{\nu} \right)^{0,8} \left( \frac{\nu}{a} \right)^{0,4} = B \frac{W^{0,8}}{d^{0,2}},$$

где  $B = 0,023 (3600)^{0,4} \lambda^{0,6} \nu^{0,8} \left( \frac{c_p}{g\mu} \right)^{0,4}$  ( $W$  — м/сек;  $\nu$  — м<sup>2</sup>/сек;  $a$  — м<sup>2</sup>/сек;  $\mu$  — кгсек/м<sup>2</sup>;  $g$  — м/сек<sup>2</sup>).

Свободное движение в большом объеме может быть ламинарным, переходным и турбулентным. Характер движения зависит от геометрической формы и температурных условий, а также свойств жидкости. При свободном движении действительна формула

$$Nu_m = c (Cr \cdot Pr)_m^n,$$

из которой после упрощения получают

$$\alpha = D (\Delta t)^n l^{3n-1}.$$

Значение величины  $B$  для воды, солевых растворов и холодильных агентов, а также  $c$ ,  $n$  и  $D$  приводится в литературе<sup>1</sup>.

**Металлы.** Металлами, из которых выполняют разделяющие ограждения сред, обменивающихся теплом, являются обычно алюминий, бронза, железо, латунь, сталь, чугун и др. Конструктивно эти ограждения делают в виде гладкостенных или ребристых труб и плит.

Так как теплообмен через стенку осуществляется путем теплопроводности, важно, чтобы металлы, из которых изготовлена стенка, имели высокое значение коэффициента теплопроводности.

Основные показатели некоторых металлов, наиболее распространенных для изготовления теплообменных аппаратов, приводятся в табл. 21.

<sup>1</sup> Холодильная техника, кн. I, стр. 121, 124, Госторгиздат, 1960.

Таблица 21

## Основные показатели металлов

Металлы	Удельный вес, кг/м <sup>3</sup>	Теплоемкость, ккал/кг °С	Теплопроводность, ккал/м час °С	Температуропроводность, 10 <sup>-3</sup> м <sup>2</sup> /час
Алюминий . . . . .	2670	0,200	175	200
Бронза . . . . .	8000	0,091	55	75
Латунь . . . . .	8000	0,090	90	102
Сталь . . . . .	7900	0,110	40	45
Чугун . . . . .	7200	0,120	50	62,5
Никель . . . . .	8600	0,110	50	53
Цинк . . . . .	7000	0,094	95	145
Медь . . . . .	8800	0,091	320	324

Из табл. 21 видно, что все металлы характеризуются высокими тепловыми показателями, за исключением теплоемкости.

В теплопередаче существенное значение имеют загрязнения и осадки, образующиеся в процессе эксплуатации теплообменных аппаратов. В расчетах можно принимать следующие значения коэффициентов теплопроводности осадков и загрязнений (ккал/м час °С):

Смазочное масло . . . . .	0,12
Водяной камень . . . . .	2
Снеговая шуба . . . . .	от 0,1 до 0,4
Соль NaCl . . . . .	3,1
Соль CaCl <sub>2</sub> . . . . .	0,6
Слой краски . . . . .	0,2

Коэффициент теплопроводности снеговой шубы изменяется в зависимости от плотности инея и определяется по эмпирической формуле

$$\lambda_{\text{и}} = 2,35\gamma_{\text{и}}^2 \text{ ккал/м час } ^\circ\text{С.}$$

Плотность инея обычно составляет 150—500 кг/м<sup>3</sup>.

Образование на теплопередающих ограждениях масляной пленки, водяного камня и снеговой шубы сильно влияет на снижение коэффициента теплопередачи.

Рассмотрим устройство, действие и особенности основных теплообменных аппаратов паровых холодильных машин.

### КОНДЕНСАТОРЫ

Конденсатор входит в число важнейших частей холодильной машины, без которых невозможно осуществить холодильный процесс. Конденсатор является теплообменным аппаратом,

главное назначение его путем изменения агрегатного состояния холодильного агента отвести от последнего теплоту, отнятую агентом от охлаждаемой среды, и теплоту эквивалентную работе сжатия. Внешней средой, которой холодильный агент отдает теплоту  $Q_0 + AL$ , обычно служит охлаждающая вода (речная, озерная, морская, артезианская) или атмосферный воздух.

Но воздух характеризуется низкими тепловыми показателями: имеет малую теплоемкость и плохую теплопроводность. Поэтому как тепловоспринимающая среда он используется лишь в холодильных установках небольшой производительности или в случаях отсутствия достаточного количества воды.

Объемная теплоемкость воздуха составляет около  $0,3 \text{ ккал/м}^3 \text{ }^\circ\text{C}$ , в то время как для воды  $1000 \text{ ккал/м}^3$ , поэтому при прочих равных условиях через конденсатор должно пройти воздуха по объему в 3300 раз больше, чем воды. Так как теплообмен при воздушной среде гораздо менее интенсивен, чем при жидкой среде, то в случае использования воздуха как тепловоспринимающей среды в конденсаторе, поверхность теплопередачи последнего значительно возрастает.

Конденсаторы можно группировать по тепловоспринимающей среде, и по этому признаку различают водяного, воздушного и смешанного охлаждения. В последних конденсаторах в процессе теплопередачи участвуют как вода, так и воздух.

Можно классифицировать конденсаторы и по другим признакам, например, по способу прохождения через них воды различают закрытого и открытого типа; в последних вода свободно омывает трубчатую систему конденсатора.

Различают также конденсаторы, в которых осуществляют процессы охлаждения и конденсации, и конденсаторы, где протекают процессы охлаждения, конденсации и переохлаждения холодильного агента.

При любой классификации главной функцией конденсатора остается быстрое ожижение поступившего в него парообразного холодильного агента. Именно по степени интенсивности процесса теплопередачи от конденсирующегося холодильного агента к тепловоспринимающей среде следует анализировать и оценивать их как теплообменные аппараты.

В общем случае поверхность теплопередачи конденсатора можно разграничить на три зоны: перегретого агента, конденсации и переохлаждения. Все эти зоны равного высокого давления агента, и они четко обозначаются при изображении процесса в энтропийной и энтальпийной диаграммах. В зоне перегретого агента охлаждающей водой отводят теплоту от поступающего в конденсатор перегретого пара, его температура понижается, и он превращается в сухой насыщенный пар.

Дальнейший отвод теплоты от сухого насыщенного пара связан с зоной конденсации, в которой изменяется агрегатное состояние агента, превращающегося в жидкость. Зона переохлаждения имеется не во всех конструкциях конденсаторов. Это зона неизменного агрегатного состояния, и здесь холодная вода отнимает некоторое количество тепла от жидкого агента, понижая его температуру против температуры конденсации.

Рассмотрим наиболее распространенные в промышленных холодильниках конденсаторы.

### Погружной конденсатор

Это малоэффективный тип конденсатора (рис. 53), но он еще применяется на судах-рефрижераторах при высоких давлениях (например, в углекислотных машинах). Конденсатор состоит из

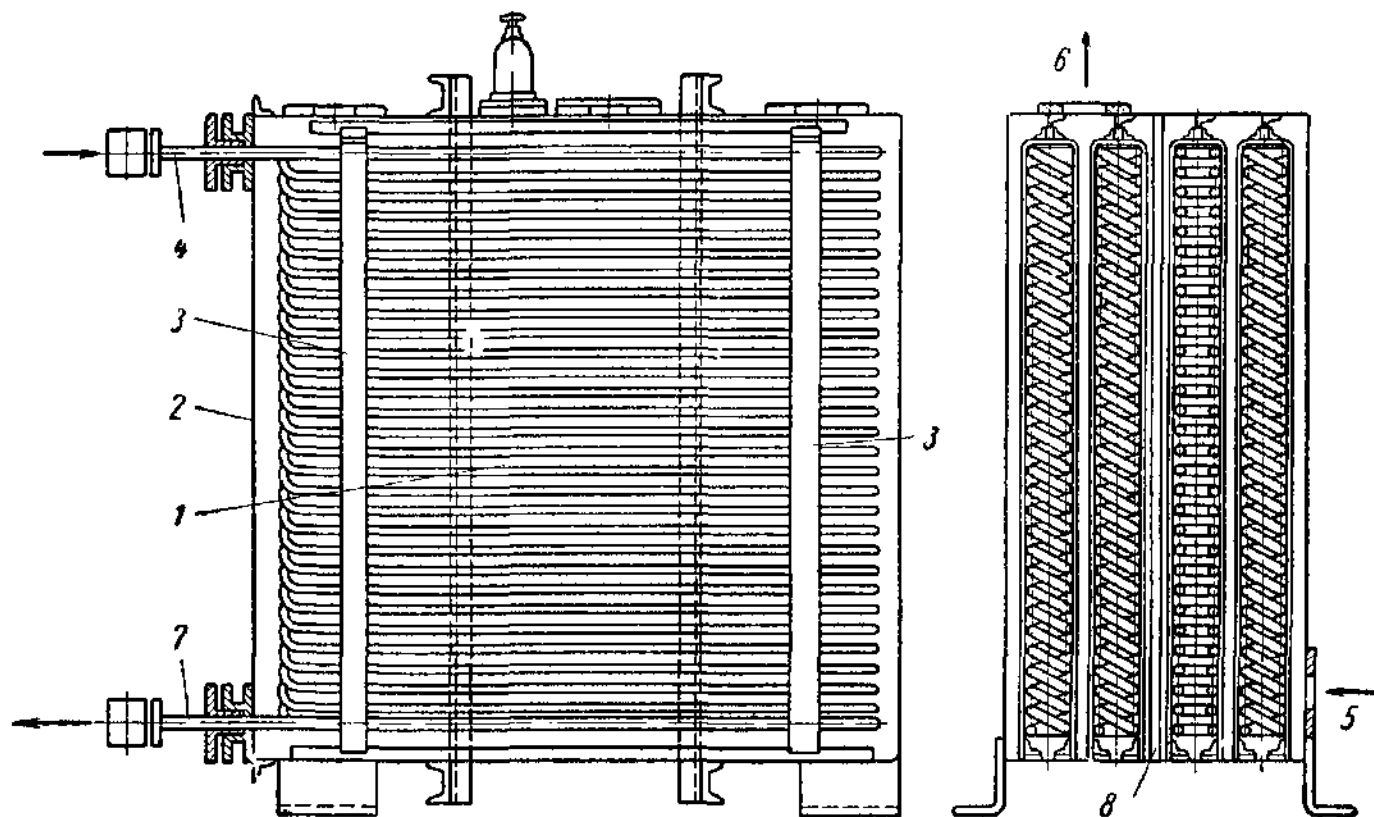


Рис. 53. Погружной конденсатор:

1 — змеевик, 2 — стенки бака, 3 — стойка, 4 — патрубок для входа углекислоты, 5 — отверстие для входа воды, 6 — отверстие для выхода воды, 7 — патрубок для выхода углекислоты, 8 — перегородки

металлического бака, круглого или прямоугольного сечения, и монтируемых в нем трубчатых секций, параллельно включенных в коллекторы. В цилиндрических погружных конденсаторах устанавливают мешалку в прямоугольном баке, внутри делают перегородки, которые уменьшают живое сечение при движении воды. Пары агента поступают в трубчатую систему сверху, а жидкий холодильный агент отводится внизу, воду подключают

в нижнюю часть бака и отводят вверх. Такая схема включения агента и воды выражает стремление создать условия противотока.

Однако вследствие малой скорости воды в конденсаторе ( $0,1 \text{ м/сек}$ ), неблагоприятных условий отвода из трубчатой системы сконденсированного агента и отрицательного влияния масла, попадающего в трубы, коэффициент теплопередачи погружных конденсаторов не превышает  $150\text{--}200 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$ . Они тяжелы и не экономичны.

### Противоточный конденсатор

Противоточный конденсатор (рис. 54) представляет собой две трубчатые системы, вмонтированные одна в другую. В каждой трубе большого диаметра внутри находится труба меньшего

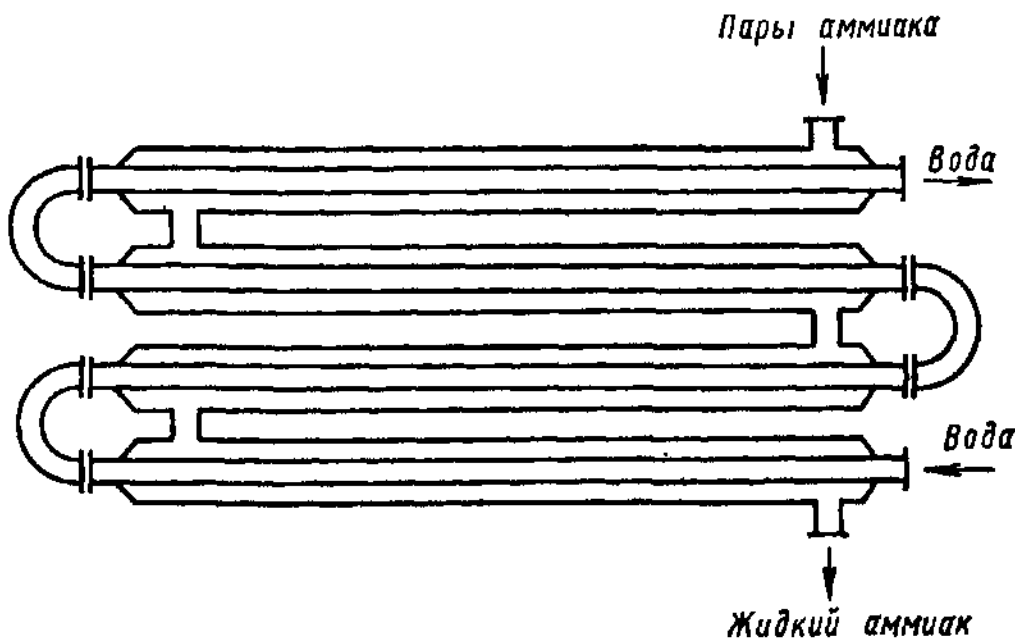


Рис. 54. Схема устройства противоточного конденсатора

диаметра. Системы из этих труб обособлены. Достигается это тем, что концы наружных труб подкатывают, приваривают к внутренним и каждую пару их соединяют патрубками, в то время как внутренние трубы соединяются калачами. Вода поступает во внутренние трубы внизу, а выходит из них вверх.

Холодильный агент проходит в конденсаторе противотоком, сверху вниз по внешним трубам, вернее по межтрубному пространству. Чтобы облегчить сток сконденсированного агента, трубы конденсатора монтируют с уклоном попеременно в ту и другую сторону.

Жидкий агент из трубчатой системы конденсатора поступает в ресивер (труба большого диаметра —  $150\text{--}200 \text{ мм}$ ), находящийся в нижней части конденсатора.



В верхней части трубчатой системы устанавливают краны для выпуска воздуха, попавшего в конденсатор; в нижней части, на внутренних трубах — водоспускные краны, а в нижней части ресивера — кран для спуска попавшего в конденсатор масла (рис. 55).

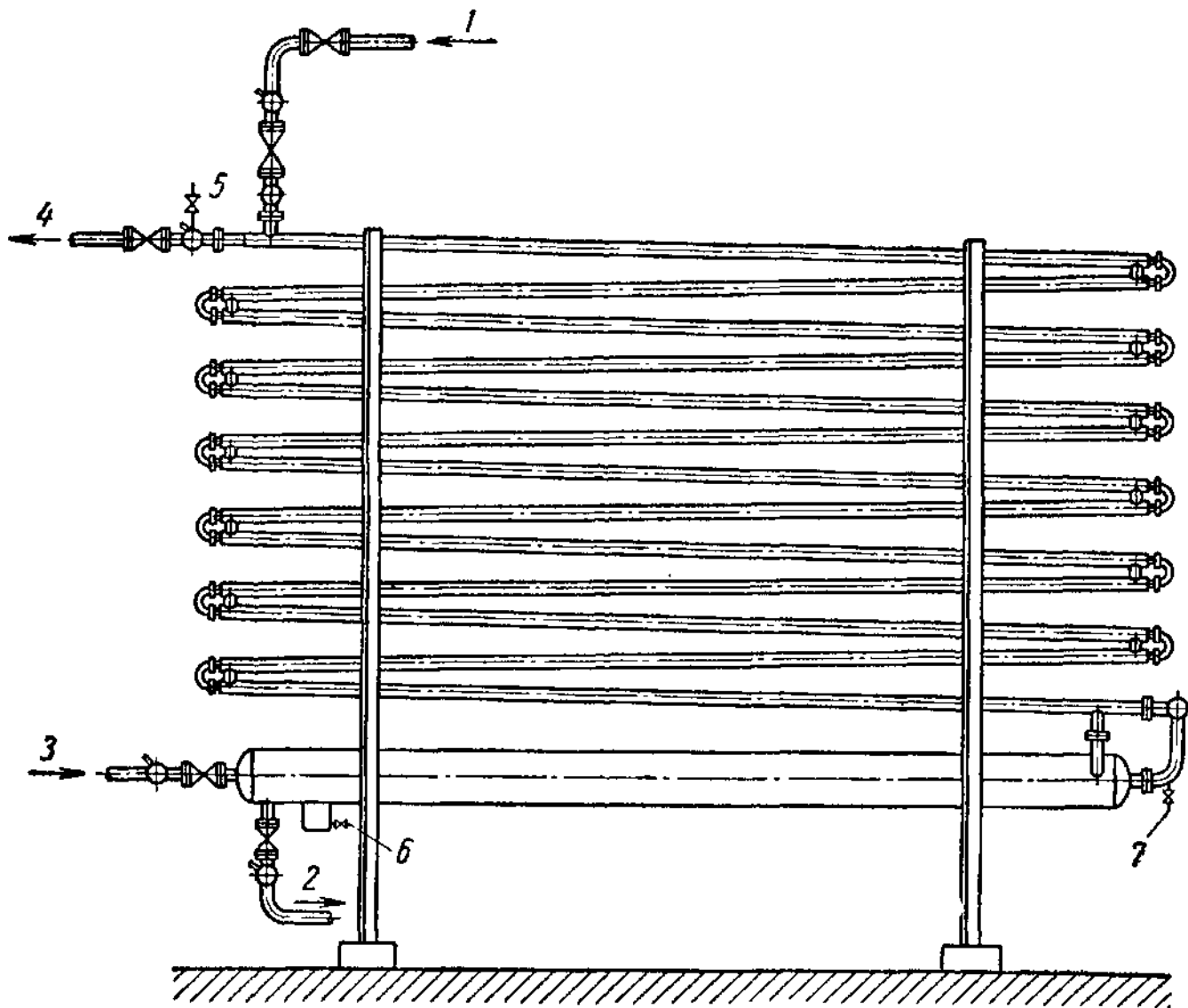


Рис. 55. Противоточный конденсатор:

1 — вход паров аммиака, 2 — выход жидкого аммиака, 3 — вход воды, 4 — выход воды, 5 — воздухопускной кран, 6 — выпуск масла, 7 — выпуск воды

Принцип противотока позволяет осуществить в конденсаторе переохлаждение жидкого агента, так как он перед выходом из конденсатора подвергается действию наиболее холодной воды, только что поступившей сюда.

Перечисленные благоприятные для теплообмена обстоятельства объясняют достаточно высокое значение коэффициента теплопередачи противоточного конденсатора, достигающее до 800—900 ккал/м<sup>2</sup> час °С.

Но конденсатор имеет и существенные недостатки, к которым следует отнести: сложность изготовления и обслуживания,

ввиду трудной доступности к внутренним трубам, сложность ремонта и значительную металлоемкость.

Противоточные конденсаторы устанавливают в машинном отделении холодильников и в том случае, если имеются источники холодной мягкой и чистой воды. Их также используют как переохладители при конденсаторах других типов.

### Элементный конденсатор

Элементный конденсатор отличается от противоточного тем, что двойные трубы его заменены элементами, состоящими из трубы большого диаметра (245×6,5 мм) с торцовыми сталь-

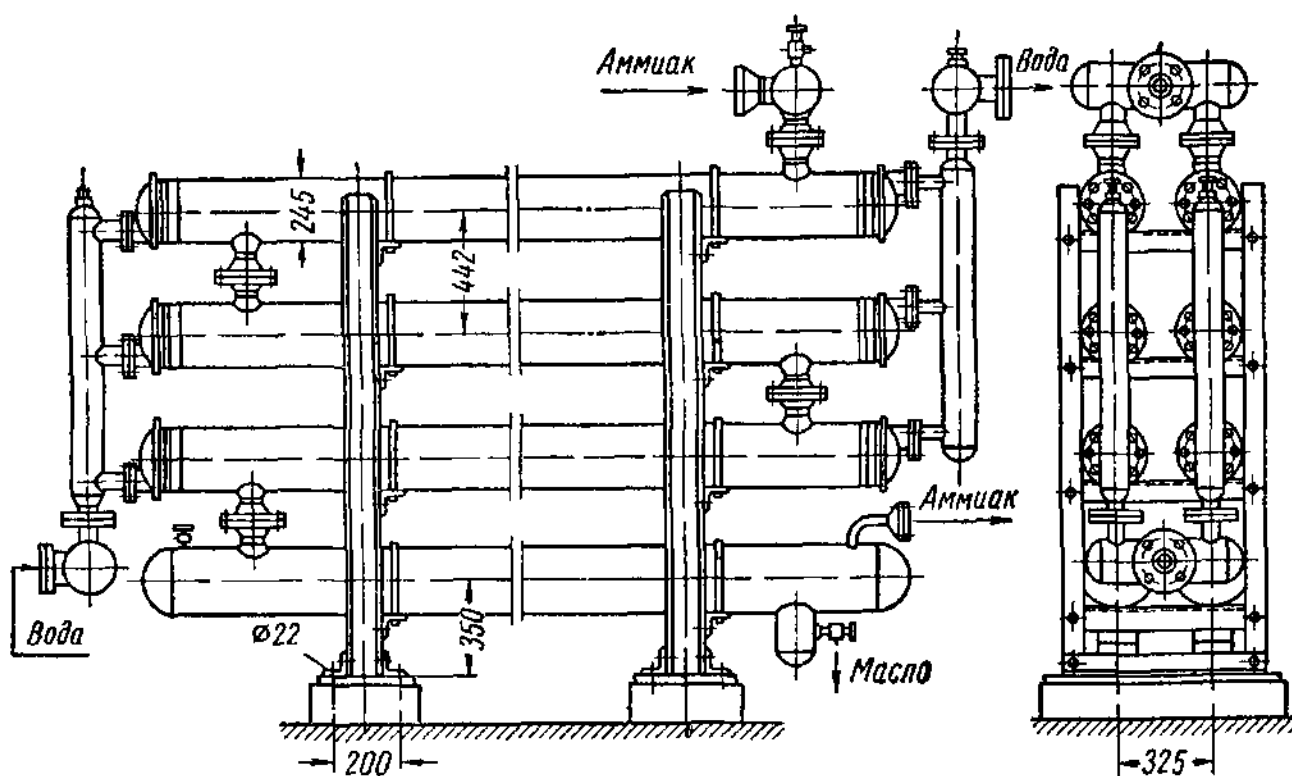


Рис 56 Двухходовой четырнадцатитрубный элементный конденсатор

ными трубными решетками. В решетках развальцованы 7—14 трубок, по которым проходит вода.

Элементы, расположенные один над другим, соединяют чугунными калачами для прохода воды и патрубками для холодильного агента. В каждом элементе агент находится в межтрубном пространстве.

Чтобы повысить скорость воды при прохождении по трубам элемента, чугунные калачи одноходового конденсатора заменяют специальными крышками с перегородками, благодаря которым достигается параллельный ток воды не по всем трубам элемента, а лишь по нескольким. Такой конденсатор называется многоходовым. Двухходовой элементный четырнадцатитрубный конденсатор показан на рис. 56.

Условия теплообмена в элементном конденсаторе близки к противоточному конденсатору, поэтому коэффициенты теплопередачи их примерно одинаковы. Но элементные конденсаторы более компактны и менее металлоемки, вследствие этого они получили более широкое распространение, чем противоточные.

Основные размеры элементных конденсаторов приведены в табл. 22.

Таблица 22

### Элементные аммиачные конденсаторы (четырнадцатитрубные)

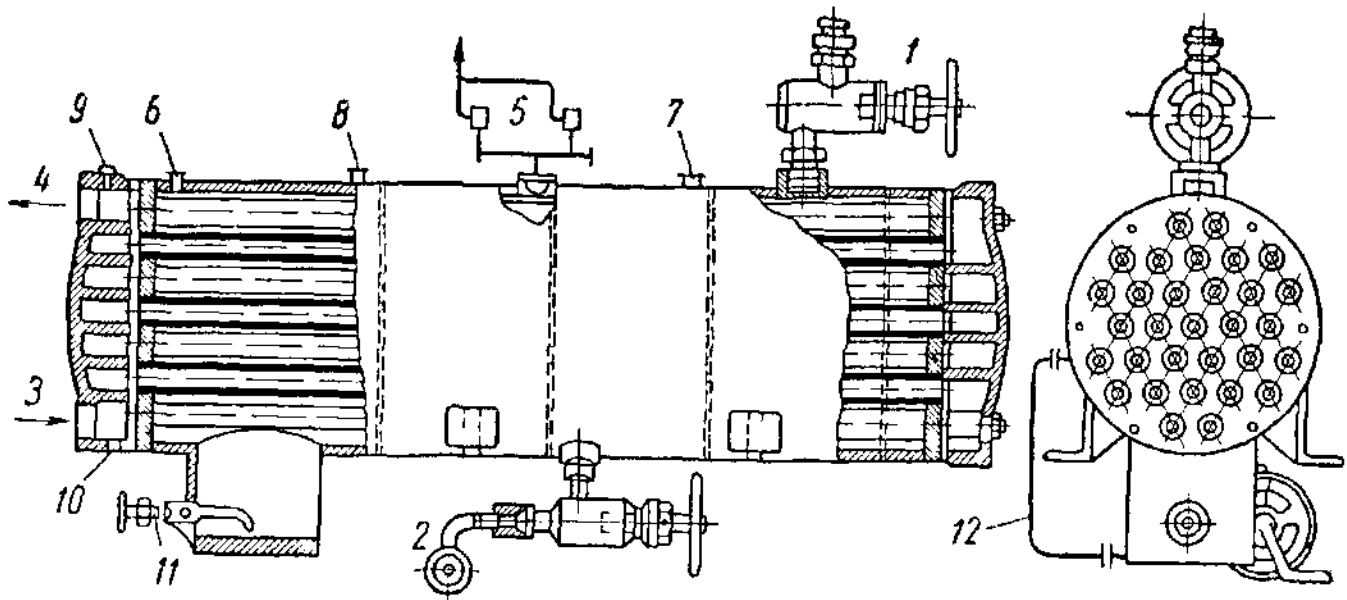
Марка	Поверхность охлаждения, м <sup>2</sup>	Количество		Диаметры трубопроводов, мм			Габариты, мм			Вес, кг
		секций	элементов	парового	жидкостного	водяного	длина	ширина	высота	
8КЭ	8	1	2	32	10	40	3220	455	1675	895
16КЭ	16	1	4	40	15	50	3500	495	2600	1675
20КЭ	20	1	5	50	20	70	3500	495	3055	2010
32КЭ	32	2	8	50	20	70	3830	700	2510	3090
40КЭ	40	2	6	70	25	80	5850	700	2060	3515
60КЭ	60	3	9	80	32	100	5890	1025	2075	5600
80КЭ	80	3	12	80	32	125	5930	1025	2525	7175
100КЭ	100	3	15	100	40	125	6000	1025	3000	8785
125КЭ	120	3	18	100	40	150	6000	1025	3435	10235

### Горизонтальный кожухотрубный конденсатор

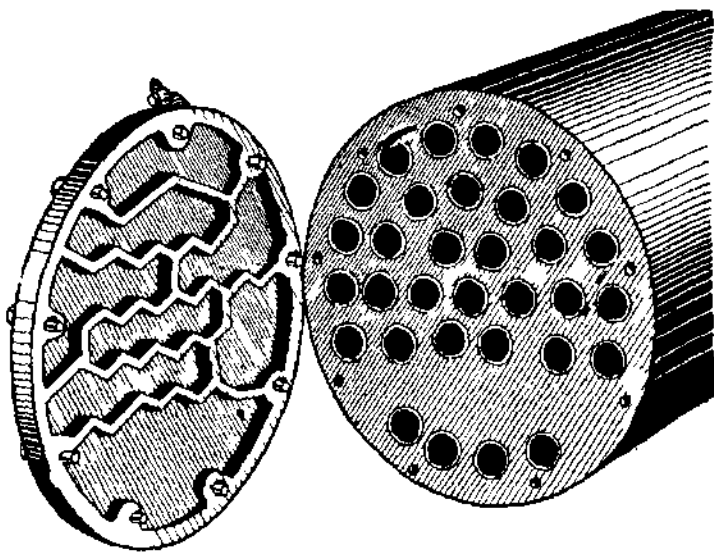
Это кожух-цилиндр со стальными трубными решетками по торцам (рис. 57). В решетках развальцованы трубы диаметром 38×4 или 25×2,5 мм. За трубными решетками кожух с обеих сторон закрывается крышками с перегородками для обеспечения многоходовости при движении по трубам воды.

Холодильный агент поступает в кожух сверху и, находясь в межтрубном пространстве, конденсируется. Затем, собираясь в нижней части кожуха, отводится отсюда в ресивер и далее к регулирующему вентилю. Вода проходит по трубам снизу вверх.

Горизонтальные кожухотрубные конденсаторы устанавливаются в помещении машинного отделения. Они сравнительно не металлоемки и весьма компактны, благодаря чему получили большое распространение главным образом в судовых холодильных установках. В конденсаторах судового типа для устранения вредного влияния качки судна, отвод жидкого холодильного агента осуществляется с двух противоположных сторон.



a)



b)

Рис. 57. Горизонтальный кожухотрубный конденсатор:

a — общий вид, б — устройство крышки, 1 — вход паров аммиака, 2 — выход жидкого аммиака, 3 — вход воды, 4 — выход воды, 5 — трехходовой запорный вентиль с двумя предохранительными клапанами, 6 — патрубок для установки манометра, 7 — патрубок для присоединения уравнильной линии от ресивера, 8 — выход воздуха к воздухоотделителю, 9 — выпуск воздуха, 10 — выпуск воды, 11 — выход масла, 12 — указатель уровня

Таблица 23

Аммиачные горизонтальные кожухотрубные конденсаторы

Поверхность охлаждения, м <sup>2</sup>	Число труб	Число ходов	Диаметр кожуха, мм	Габариты конденсатора, мм			Диаметр патрубков, мм			Вес, кг
				длина	ширина	высота	вход паров хлоридного агента	выход жидкого хлоридного агента	вход и выход воды	
40	116	8	700	4680	820	1360	70	25	100	2750
55	116	6	700	5680	820	1380	80	25	100	3380
75	—	—	800	5680	—	—	80	32	125	—
100	205	6	900	5680	1030	1745	100	32	150	5135
125	265	8	1000	5740	1160	1810	100	40	150	7180
150	265	8	1000	6735	1160	1900	125	40	150	7440
225	898	6	1200	4780	1345	2225	150	50	250	8075
280	898	6	1200	5780	1345	2225	150	50	250	9715

Коэффициент теплопередачи этого конденсатора равен 600—880  $\text{ккал}/\text{м}^2 \text{час} \text{ } ^\circ\text{C}$ . Недостатком его является трудность наблюдения за состоянием водяных трубок и сложность ремонта, связанная с заменой отдельных труб. Основные размеры горизонтальных кожухотрубных конденсаторов приводятся в табл. 23.

### Вертикальный кожухотрубный конденсатор

Цилиндрический кожух с торцовыми трубными решетками с развальцованными в них стальными двухдюймовыми трубками поставлен вертикально над водяным резервуаром (рис. 58).

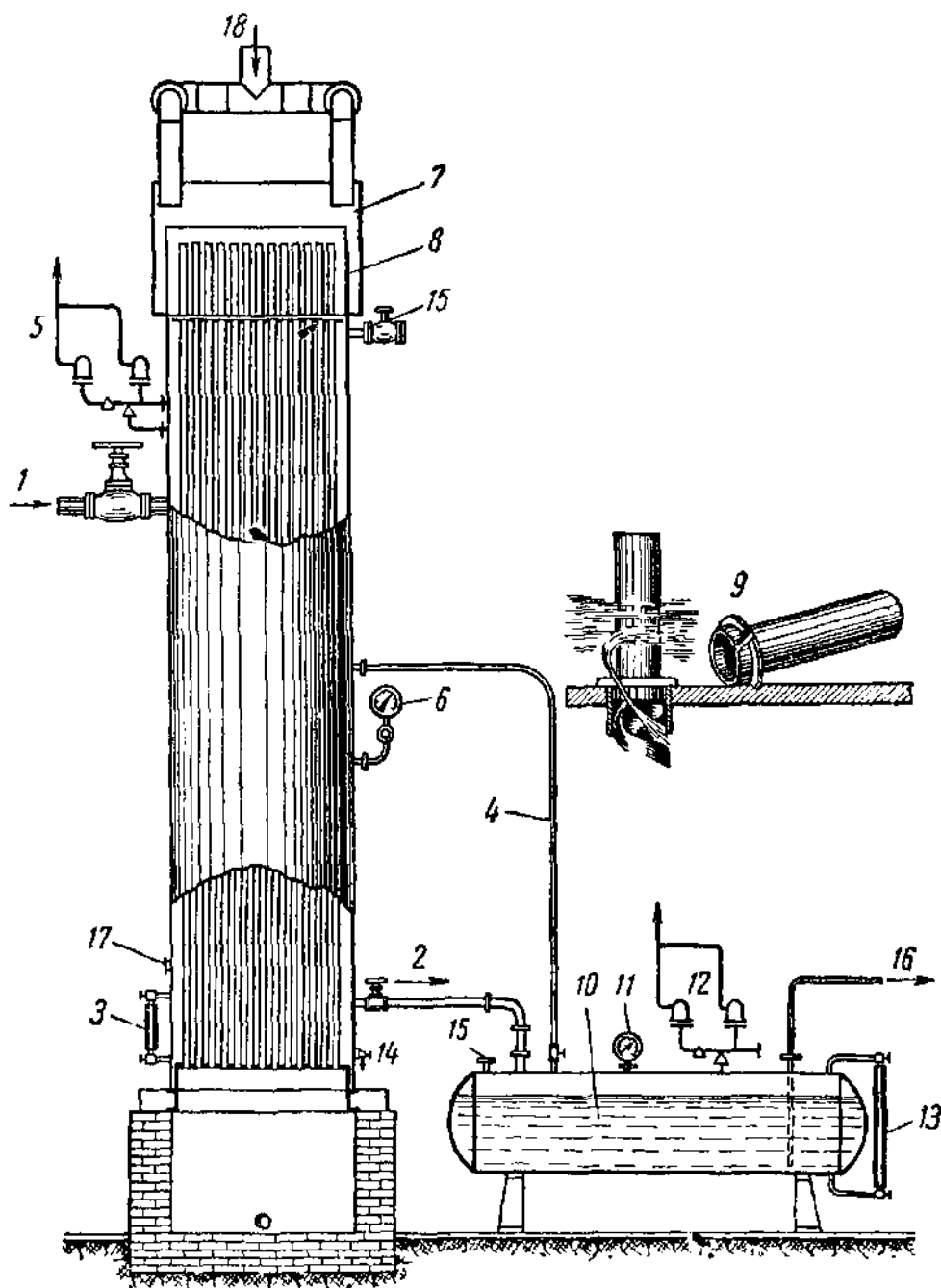


Рис. 58. Вертикальный кожухотрубный конденсатор:

1 — вход паров аммиака, 2 — выход жидкого аммиака, 3, 13 — указатели уровня жидкого аммиака, 4 — уравнивательная трубка, 5, 12 — трехходовые запорные вентили с двумя предохранительными клапанами, 6, 11 — манометр, 7 — водоприемный бак, 8 — обечайка, 9 — колпачки, 10 — ресивер, 14 — выпуск масла, 15 — выпуск воздуха, 16 — выход жидкого аммиака к регулирующей станции, 17 — патрубок для присоединения аппарата к воздухоотделителю, 18 — вход воды

Горячие пары холодильного агента поступают в межтрубное пространство через штуцер, расположенный на высоте 0,6 м от водоприемного бака. Жидкий агент концентрируется в нижней части кожуха и стекает в ресивер.

Конденсатор снабжен особой системой водораспределения, позволяющей экономить воду, так как она по вертикальным трубкам проходит не по всему сечению, а стекает пленкой по ее внутренней поверхности, частично при этом испаряясь.

Вода поступает в верхнюю часть конденсатора в водоприемный бак, к верхней трубной решетке. Каждая труба здесь имеет съемный колпачок с прорезями для стока воды по внутренней ее поверхности.

Колпачки снабжены открытыми трубочками, через которые вода может переливаться в случае переполнения водоприемного бака. Вода стекает в резервуар под кожухом конденсатора.

На конденсаторе установлен трехходовой запорный вентиль с двумя предохранительными клапанами, кран для выпуска воздуха, уравнительная трубка, соединяющая кожух конденсатора с ресивером, воздухопускной и маслоспускной вентили, указательное стекло для контроля за уровнем жидкого агента в кожухе и манометр.

В некоторых случаях к кожуху сверху приваривают перфорированные трубочки, через отверстия которых наружная поверхность кожуха также орошается водой. В этом конденсаторе созданы благоприятные условия для быстрого стекания по поверхностям теплопередачи жидкого агента и попавшего в конденсатор масла.

Конденсатор устанавливают вне здания холодильника близ машинного отделения. Коэффициент теплопередачи его равен 600—800 ккал/м<sup>2</sup> час °С. Недостатки, указанные в отношении горизонтального кожухотрубного конденсатора, справедливы и для конденсатора вертикального типа.

Основные размеры вертикальных кожухотрубных конденсаторов приводятся в табл. 24.

Таблица 24

Аммиачные вертикальные кожухотрубные конденсаторы

Марка	Поверхность, м	Диаметр кожуха, мм	Толщина стенки, мм	Высота, мм	Диаметр водоприемного бака, мм	Внутренние диаметры патрубков, мм	Вес, кг
50КВТ	50	724	12	5500	960	70—32	3025
75КВТ	74	830	12	5500	1060	70—40	4200
100КВТ	100,4	1000	14	5000	1230	80—40	5840
125КВТ	127,5	1000	14	6000	1230	100—50	6860
150КВТ	149	1200	18	5000	1410	125—50	7515

## Оросительный конденсатор

Простой оросительный конденсатор (рис. 59, а) состоит из трубчатой системы (секции), водораспределительного и водоприемного устройств. Пары агента, проходя по трубчатой секции сверху вниз, конденсируются, а теплота конденсации воспринимается водой, которая орошает трубы, падая сверху вниз.

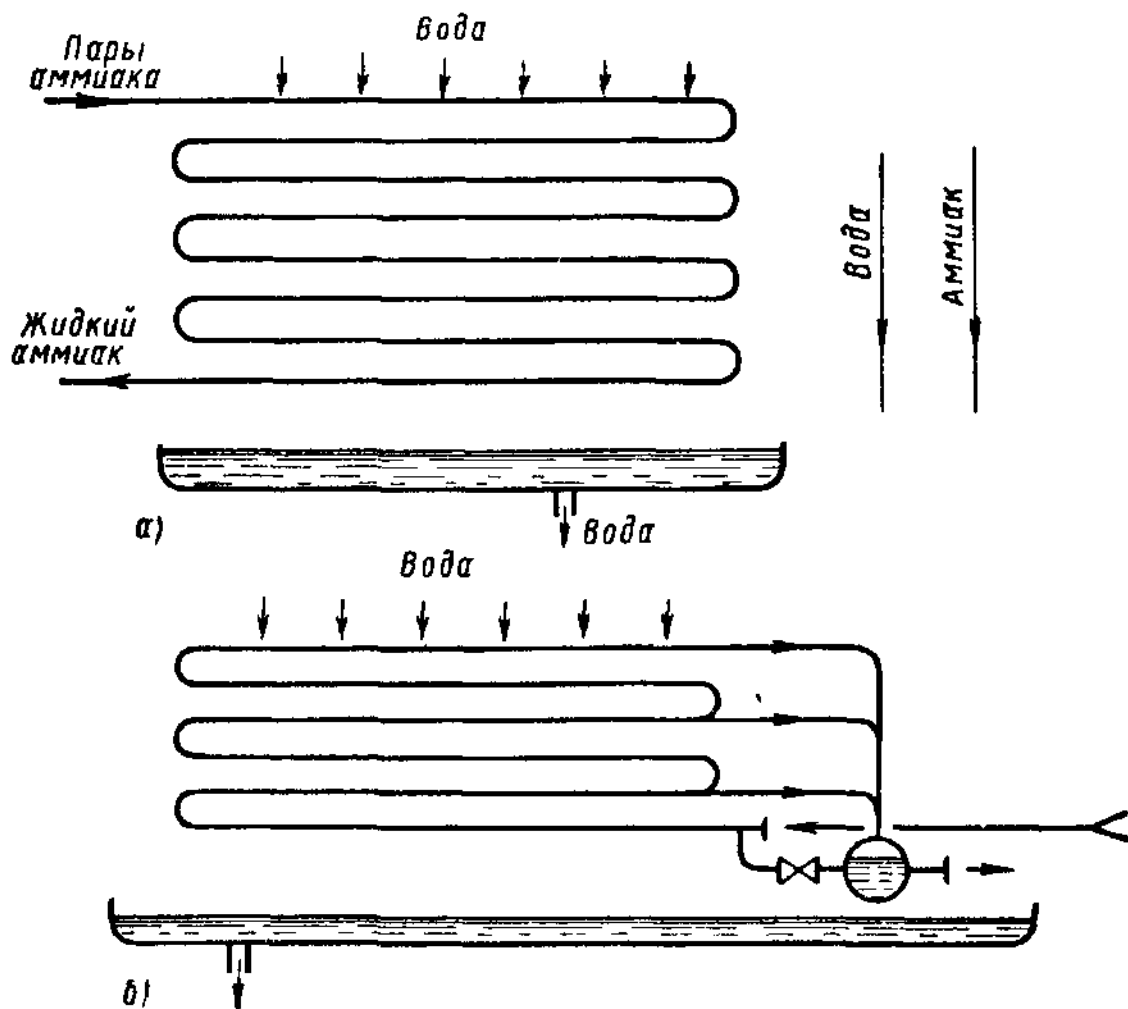


Рис. 59. Схема устройства оросительных конденсаторов:  
а — простой оросительный конденсатор, б — оросительный конденса-  
тор с промежуточным отводом жидкости

Условия теплообмена в таком конденсаторе неблагоприятны, так как в нем использован принцип прямотока. Образовавшаяся в верхних трубках жидкость не отводится из конденсатора, а проходит по трубам большой путь, уменьшая активную поверхность теплопередачи. Масло, увлеченное парами агента из компрессора, создает дополнительное тепловое сопротивление почти по всей внутренней поверхности конденсатора.

Коэффициент теплопередачи конденсатора поэтому не превышает  $200\text{--}250 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{С}$ .

Раньше простые оросительные конденсаторы были широко распространены на холодильниках, теперь они заменены оросительными конденсаторами с промежуточным отводом жидкого

агента (рис. 59, б). Этот конденсатор (рис. 60) состоит из секций, в каждой из которых 14 труб диаметром 50 мм.

Секция площадью 15 м<sup>2</sup> имеет четыре отвода для жидкого агента. Орошающее устройство и сборник воды не отличаются от простого оросительного конденсатора.

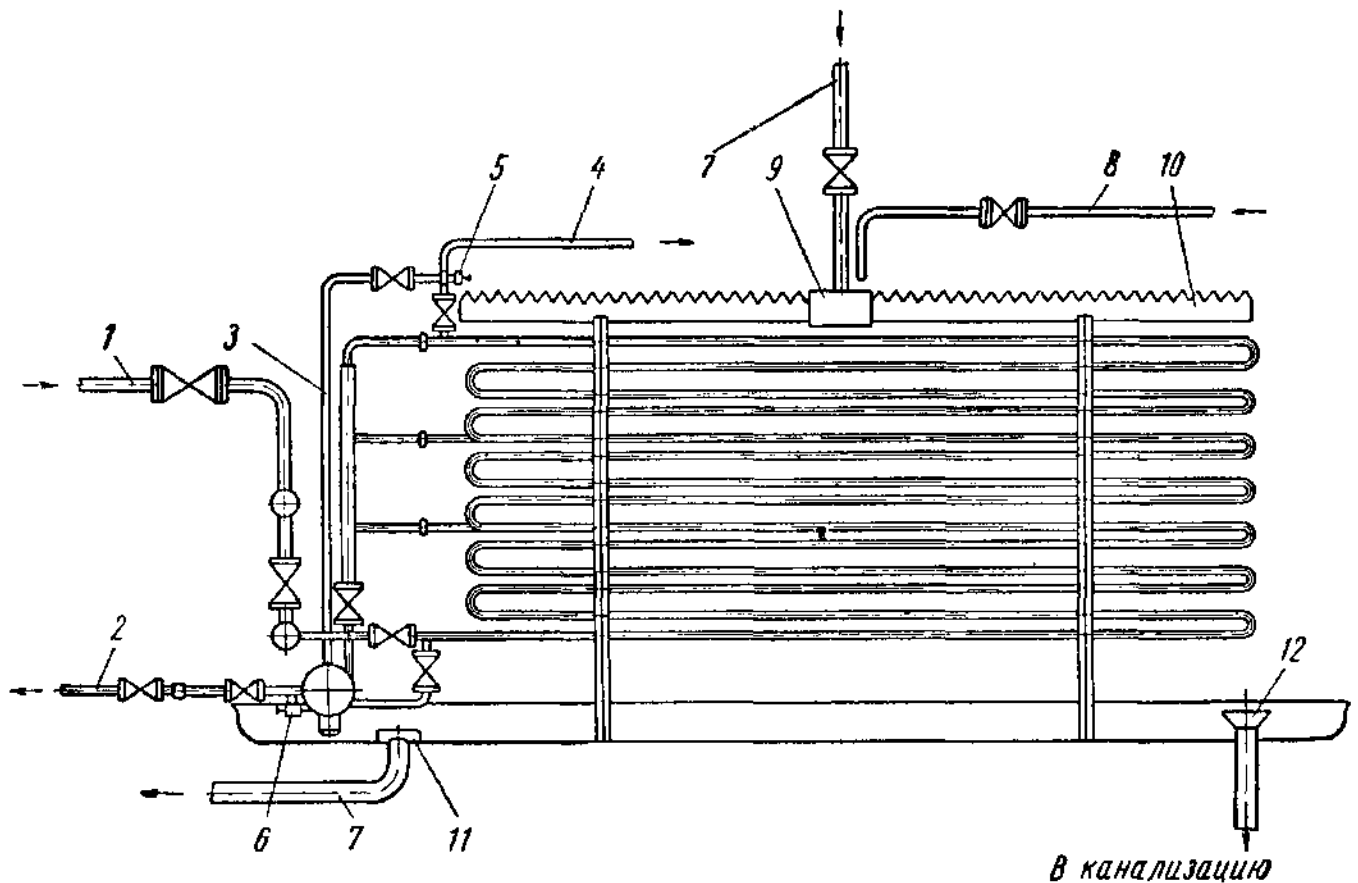


Рис. 60. Оросительный конденсатор с промежуточным отводом жидкого аммиака.

1 — вход паров аммиака, 2 — выход жидкого аммиака, 3 — уравнительная линия, 4 — выход воздуха и неконденсирующихся газов к воздухоотделителю, 5 — вентиль для выпуска воздуха диаметром 6 мм, 6 — вентиль для выпуска масла в маслосборатель, 7 — трубопровод циркуляционной воды, 8 — трубопровод свежей воды, 9 — водораспределительный бачок, 10 — водораспределительный желоб, 11 — приемная сетка, 12 — сливная сетка

Конденсатор работает по принципу противотока, так как парообразный агент подводится в нижнюю трубу. По мере образования жидкого холодильного агента он отводится через специальные трубочки в ресивер.

Нижний ввод агента благоприятен для условий теплообмена еще и потому, что почти исключается распространение смазочного масла по всей секции, так как оно оседает на стенках нижних труб.

Коэффициент теплопередачи оросительного конденсатора с промежуточным отбором жидкого агента составляет 700—900 ккал/м<sup>2</sup> час °С. Таким образом, по эффективности он не уступает лучшим современным конденсаторам других типов.



Сопоставление этого конденсатора с простым оросительным конденсатором показывает, каких результатов по повышению эффективности можно достигнуть, если учесть условия теплообмена и принять правильную, научно обоснованную схему включения теплообменных сред.

Часть воды, стекающей по трубчатой системе, испаряется, отнимая тепло от труб конденсатора. Вследствие этого на конденсатор расходуется меньше свежей воды.

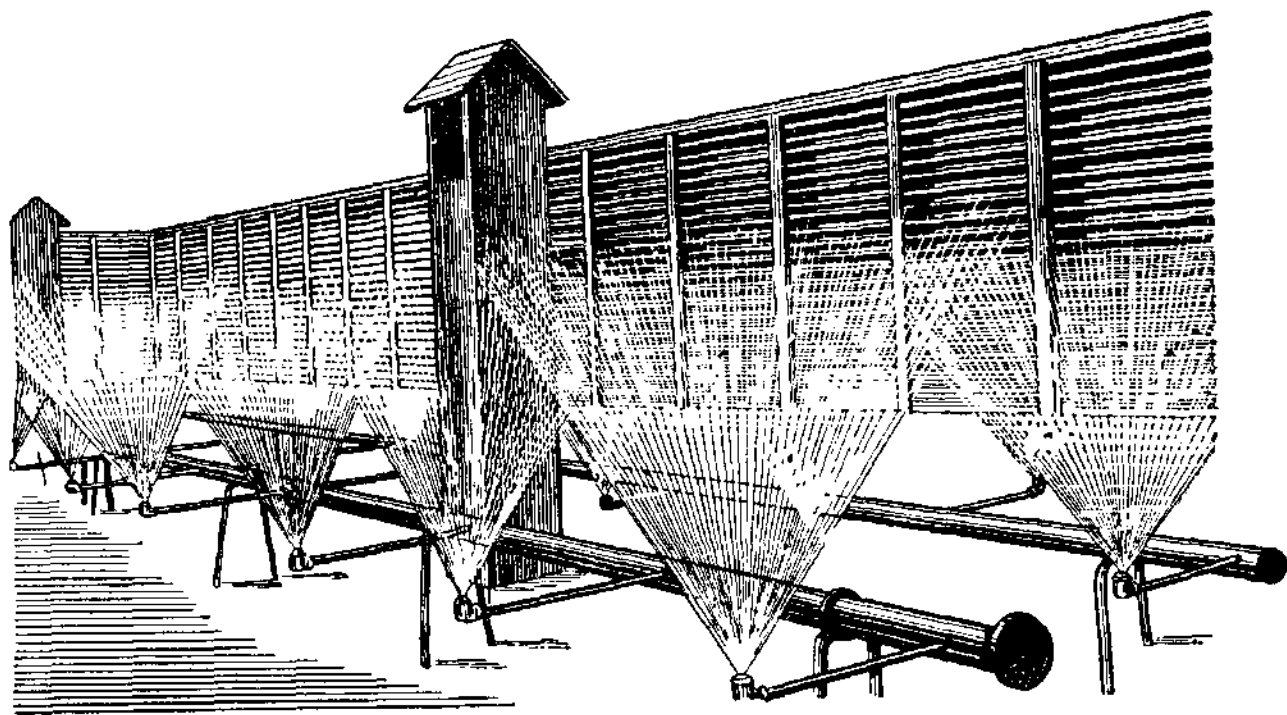


Рис. 61. Охлаждающий пруд

Отработавшая вода из сборника может быть повторно использована — в этом случае она снова подается в водораспределительный бак над конденсатором, где смешивается со свежей холодной водой.

В целях дополнительного охлаждения орошающей воды конденсаторы этого типа часто имеют градирни или пруды с брызгальным бассейном. Охлаждающий пруд показан на рис. 61.

Вода из сборника подается насосом в трубчатые коллекторы с трубами и через форсунки подвергается распылению. При этом она частично испаряется и охлаждается.

Оросительный конденсатор с промежуточным отводом жидкого агента весьма экономичен по расходу воды: на каждую секцию расходуется не более 10—12 м<sup>3</sup>/час, при этом можно применить загрязненную и жесткую воду.

Конденсаторы устанавливают вне машинного отделения, в жалюзном, хорошо проветриваемом помещении.

Основные размеры конденсаторов с промежуточным отводом жидкого аммиака приводятся в табл. 25.

Таблица 25

Оросительные конденсаторы с промежуточным отводом жидкого аммиака

Поверхность охлаждения, $m^2$	Количество секций	Штуцера, мм			Ресивер		Объем конденсатора, $m^3$	Вес металлических частей, кг
		парообразного аммиака	жидкого аммиака	к масло-собира-телю	длина, мм	объем, $m^3$		
30	2	50	20	15	700	0,07	0,11	1280
45	3	70	25	15	1250	0,11	0,18	1912
60	4	80	32	20	1800	0,153	0,24	2545
75	5	80	32	20	2350	0,194	0,29	3160
90	6	100	32	20	2900	0,235	0,35	3825

### Испарительный конденсатор

Испарительный конденсатор (рис. 62) применяется при недостатке охлаждающей воды. В этом аппарате совмещаются обычный конденсатор и устройство для обратного охлаждения воды.

В металлическом кожухе монтируют трубчатый змеевик, в котором конденсируется холодильный агент, трубчатый коллектор с форсунками, разбрызгивающими воду, вентилятор, ресивер — для поступающего из трубчатого змеевика холодильного агента и отбойники, предотвращающие унос капель воды с воздухом. Конденсатор снабжен насосом, которым вода из поддона нагнетается к форсункам для орошения змеевика.

Вентилятор, находящийся в верхней части кожуха, подсасывает воздух через щели внизу кожуха, продувает его навстречу воде со скоростью около 3,5 м/сек и выбрасывает наружу. В этом случае вентилятор отсасывает воздух из кожуха конденсатора. В других конструкциях испарительного конденсатора, применяющихся реже, воздух нагнетается в кожух.

Вода, стекая по трубчатой системе и орошая ее, отнимает от холодильного агента теплоту перегрева и конденсации. Одновременно вода интенсивно испаряется и охлаждается, отдавая теплоту встречному воздуху.

Таким образом, в испарительном конденсаторе теплообмен протекает между холодильным агентом и водой, а также между водой и воздухом. Вследствие интенсивного испарения воды, температура ее остается практически постоянной.

Расход воды в испарительном конденсаторе значительно меньше по сравнению с конденсаторами других типов, и свежую