

рах применяют водяное охлаждение масла, часто в виде водяных змеевиков, расположенных в масляной ванне в картере, или в виде выносных холодильников.

3. Поршневые компрессоры средней производительности

В качестве холодильных агентов в компрессорах средней производительности применяют аммиак и фреоны. Компрессоры выполняют прямоточными и непрямоточными.

Бескрейцкопфные прямоточные компрессоры средней производительности конструктивно не отличаются от бескрейцкопфных компрессоров большой производительности.

В основном применяют блоккартерную конструкцию с V-, W-, VV-образным и радиальным расположением цилиндров, количество которых может быть от 2 до 16. Коленчатые валы — стальные, штампованные, двухопорные. Для уравнивания сил инерции на валу крепят противовесы.

Опорами вала являются подшипники качения.

Шатуны стальные, штампованные, с неразъемными верхними головками с запрессованными бронзовыми втулками. Нижние головки имеют прямой или косой срез со стальными вкладышами, залитыми баббитом (см. рис. 51).

Поршни в прямоточных компрессорах литые стальные, в непрямоточных — алюминиевые.

Клапаны — пластинчатые кольцевые и полосовые. В непрямоточных компрессорах ФВ-20, ФУ-40, ФУУ-80 нагнетательные пятачковые и всасывающие пластинчатые кольцевые клапаны смонтированы отдельно на плите, которая служит верхней крышкой цилиндров.

Система смазки комбинированная: смазка сальника и шатунных подшипников — принудительная от шестерчатого насоса, зеркало цилиндров, поршни, поршневые пальцы и коренные

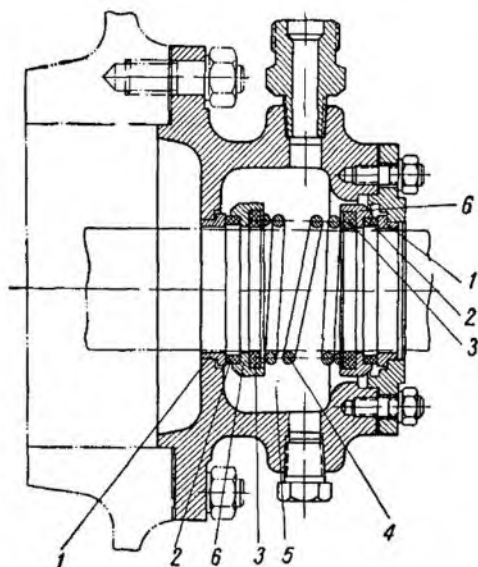


Рис. 56. Самоустанавливающийся сальник: 1 — неподвижное стальное кольцо; 2 — графитовое кольцо; 3 — кольцо из маслбензостойкой резины; 4 — пружина; 5 — масляная камера; 6 — обойма

подшипники смазывают способом разбрызгивания. В коленчатый вал масло поступает через сальник.

Сальники и применяют таких же конструкций, как и в крупных компрессорах. Широко используют самоустанавливающиеся сальники с масляным затвором (рис. 56), в которых неподвижными являются стальные кольца 1. К неподвижным кольцам 1 пружиной 4 плотно прижимаются кольца из графита 2, запрессованные в обоймы 6. Вращение обоймы с кольцами 2 обеспечивается трением между валом и кольцом 3 из маслореоностойкой резины, плотно вставленными в обойму 6. Резиновые кольца также являются уплотнениями для вала и препятствуют выходу масла из масляной камеры 5.

Масло подается через нижнее сверление в крышке, а отводится через верхнее; таким образом, сальник всегда заполнен маслом, обеспечивающим полную герметичность.

При диаметре вала до 50 мм сальники выполняют с одной центральной пружиной, при большем диаметре вала устанавливают несколько пружин, заключенных в сепараторы (см. рис. 52, б).

Компрессор ФУУ-80 (рис. 57) У-образный восьмицилиндровый холодопроизводительностью 93 000 вт.

Блок-картер представляет собой единую чугунную отливку с установленными в ней цилиндрическими гильзами 2. Во всасывающей полости блок-картера встроен запорный всасывающий вентиль 15 и газовый фильтр, в нагнетательной полости 6 — нагнетательный вентиль.

Коленчатый вал 13 — штампованный, двухколенный, с насаженными противовесами.

Шатуны 16 — стальные, штампованные, двутаврового сечения, с неразъемными верхними и разъемными нижними головками (с косым разъемом). В верхние головки шатунов запрессованы бронзовые втулки; в нижние запрессованы стальные тонкостенные вкладыши автомобильного типа, залитые баббитом.

Клапаны всасывающие 4 — пластинчатые, однокольцевые, расположены в верхней части гильзы цилиндра. Нагнетательные клапаны 5 — пятакковые, смонтированы в отдельный узел и образуют верхнюю крышку цилиндра.

Поршни 3 — литые, чугунные, с двумя компрессионными и одним маслосъемным кольцами. Сальник 9 — самоустанавливающийся, с восемью пружинами, расположенными в сепараторе. Торцовое уплотнение осуществляется графитовыми и стальными кольцами.

В компрессоре применяют комбинированную систему смазки: принудительную от шестерчатого масляного насоса 12 для смазки шатунных шеек коленчатого вала, разбрызгиванием — для смазки зеркала цилиндров, поршневых пальцев и коренных подшипников качения.

В коленчатый вал масло подается через сальник. Масляный

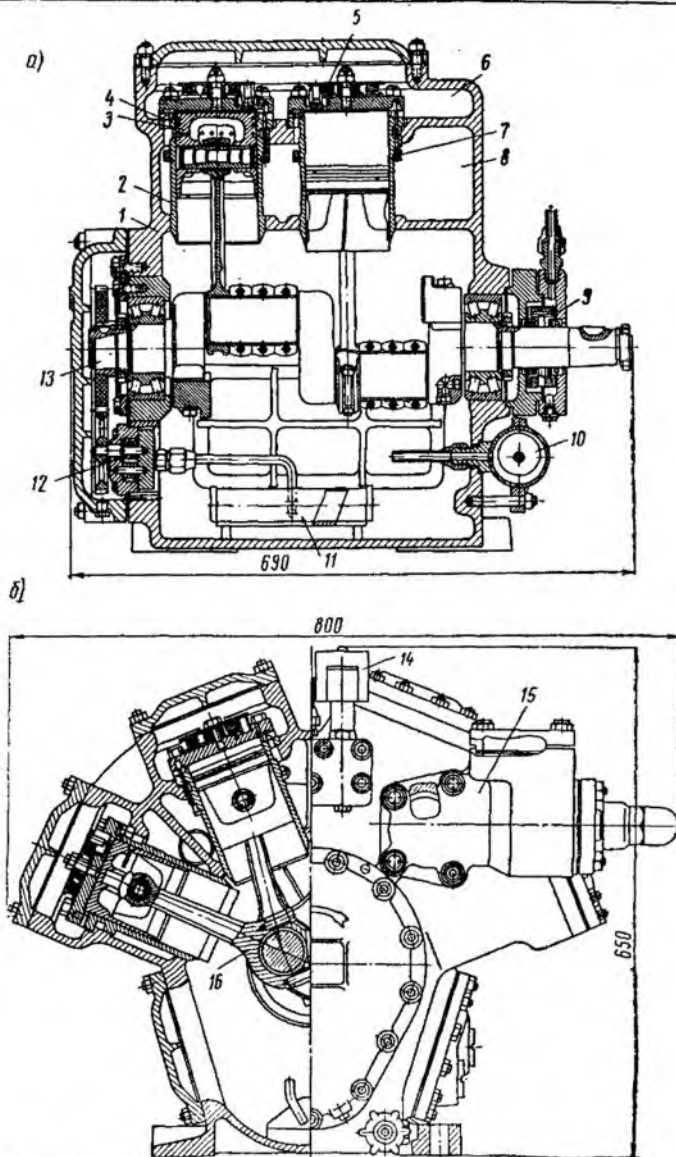


Рис. 57. Фреоновый непрямоточный восьмицилиндровый компрессор ФУУ-80:

a — продольный разрез; *б* — поперечный разрез; 1 — блок-картер; 2 — гильза цилиндра; 3 — поршень; 4 — всасывающий пластинчатый клапан; 5 — магнетельный клапан; 6 — магнетельная полость; 7 — поворотное кольцо толкателей отжима всасывающих клапанов; 8 — всасывающая полость; 9 — сальник пружинный; 10 — шелевой фильтр; 11 — масляный фильтр; 12 — шестеренчатый масляный насос; 13 — коленчатый вал; 14 — соленоид; 15 — всасывающий вентиль; 16 — шатуны

насос — шестеренчатый. Масло очищается сетчатым фильтром 11 при всасывании и щелевым фильтром 10 на нагнетательной линии масляного насоса.

В компрессорах ФУ-40 и ФУУ-80 имеется механизм регулирования производительности путем отжима всасывающих клапанов отдельных цилиндров. Этим же механизмом пользуются для разгрузки компрессора при пуске. Кроме этого, холодопроизводительность можно регулировать применением многоскоростных электродвигателей, изменяющих число оборотов вала.

4. Поршневые компрессоры малой производительности

В качестве холодильного агента для компрессоров малой производительности используют фреон-12 и фреон-22. Эти компрессоры выполняют бескрейцкопфными непрямочными. По расположению привода они делятся на открытые (с внешним приводом) и герметичные (со встроенным двигателем).

Открытые, или сальниковые, компрессоры выполняют с непосредственным приводом с помощью упругой муфты и с клиноременной передачей (рис. 58).

Наиболее прогрессивным типом современного фреонового небольшого компрессора является герметичный компрессор со встроенным электродвигателем. Герметичные компрессоры по сравнению с открытыми имеют преимущества: 1) вследствие отсутствия сальника они более надежны в работе, так как обеспечивается полная герметичность и невозможность утечки холодильного агента; 2) меньшие размеры и вес из-за отсутствия сальника, маховика; 3) при работе меньше шума.

Существуют две конструктивные формы герметичных компрессоров: 1) в стальном неразъемном штампованном кожухе; 2) в чугунном разъемном кожухе.

Наиболее надежным, легким, компактным и дешевым в изготовлении является компрессор в стальном неразъемном кожухе. В настоящее время такие компрессоры изготовляют не только для домашних холодильников; область их применения расширяется. Холодильные машины торгового типа холодопроизводительностью до 3260 *вт* изготовляют в основном с герметичными компрессорами. В автономных кондиционерах применяют герметичные компрессоры и с большей холодопроизводительностью (19 800 *вт*). Компрессоры в чугунном разъемном кожухе (рис. 59) изготовляют большей холодопроизводительности. Они вытесняют открытые компрессоры.

Герметичные компрессоры и агрегаты изготовляют для трех температурных режимов работ:

1) ФГ ($t_0 = -15^\circ \text{C}$) — компрессоры для домашних холодильников и торгового холодильного оборудования;

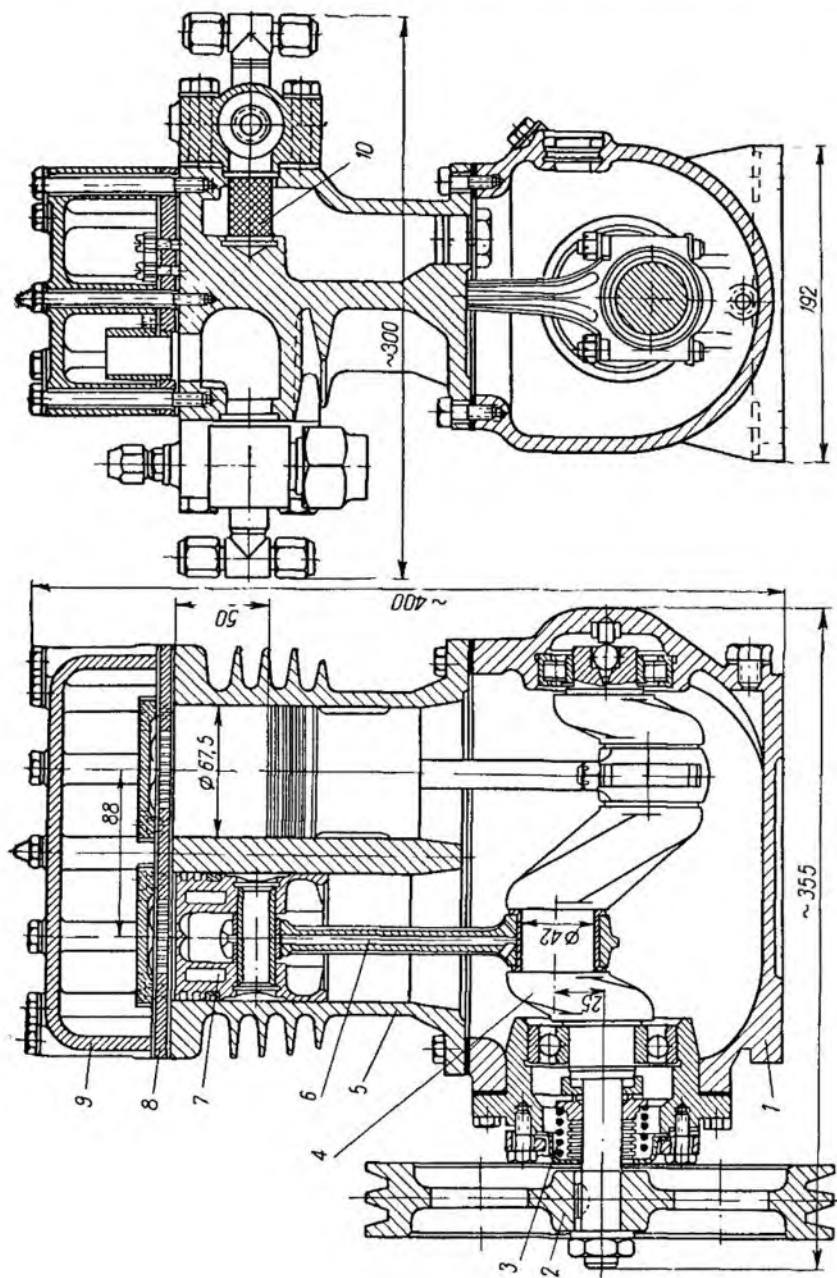


Рис. 58. Фреоновый компрессор ФВ-4:

1 — картер; 2 — маховик; 3 — силиконовый сальник; 4 — коленчатый вал; 5 — блок цилиндров; 6 — шатун; 7 — поршень; 8 — клапанная доска; 9 — верхняя крышка; 10 — сетчатый фильтр

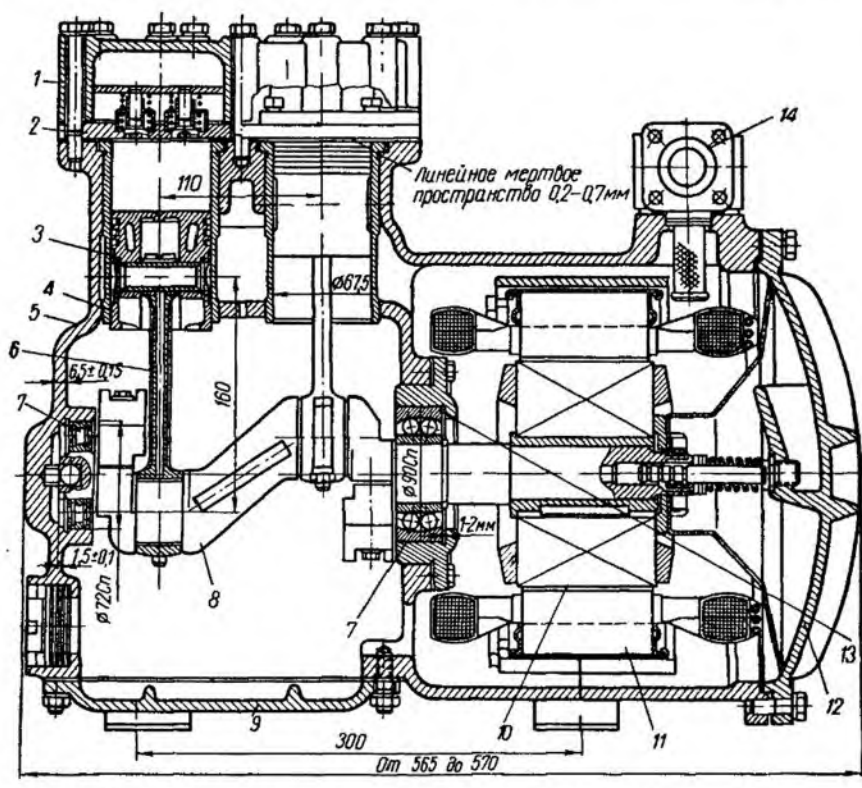


Рис. 59. Бессальниковый фреоновый компрессор ФВ-6БС:

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

2) ФГП ($t_0 = +5^\circ\text{C}$) — компрессоры для автоматов продажи газированной воды, охладителей напитков, автономных кондиционеров;

3) ФГН ($t_0 = -35^\circ\text{C}$) — компрессоры для низкотемпературного торгового оборудования и мелких морозилок.

Компрессоры ФГ работают на фреоне-12, ФГП и ФГН — на фреоне-22

На рис. 60 показан общий вид герметичного компрессора ФГ-0,7, выпускаемого Харьковским заводом торгового машиностроения.

Компрессор имеет стандартную холодопроизводительность 815 *вт* при числе оборотов $n = 1450$ в минуту. Вал 5 компрессора установлен вертикально на подшипниках скольжения. На верхнем конце вала насажен ротор 6 электродвигателя. С помощью эксцен-

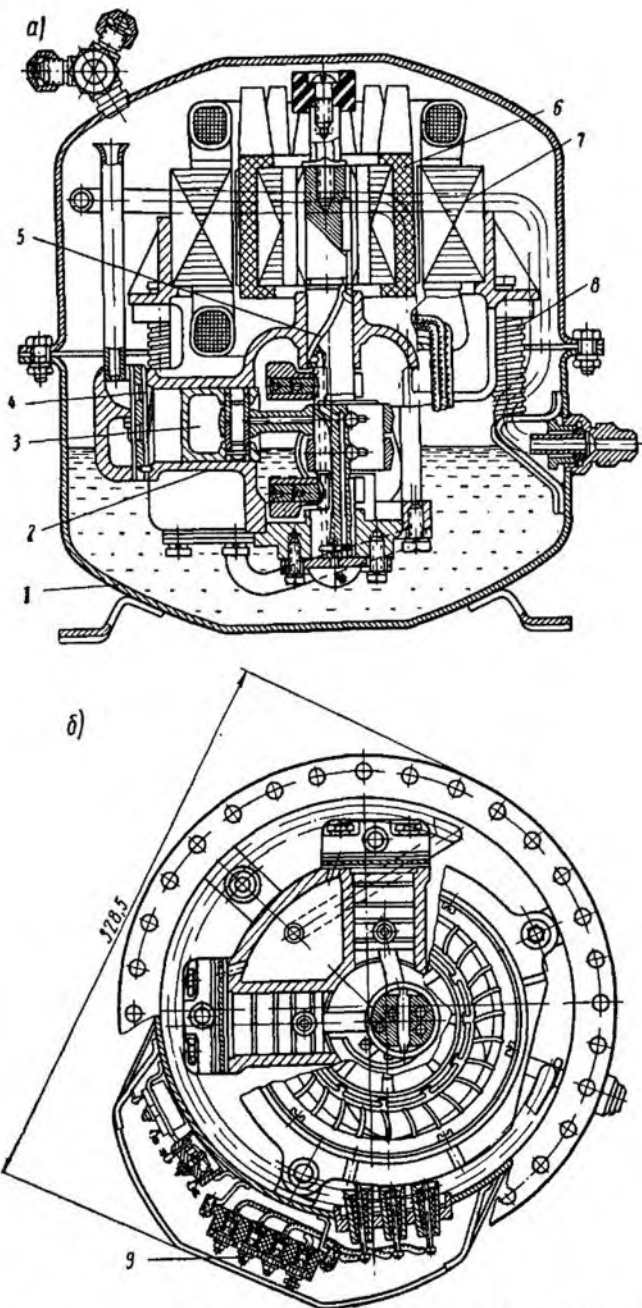


Рис. 60. Герметичный фреоновый компрессор ФГ-0.7 ($Q_0=815 \text{ вт}$):
 а — продольный разрез; б — поперечный разрез; 1 — кожух; 2 — блок цилиндров;
 3 — поршень; 4 — клапанная плита; 5 — эксцентриковый вал; 6 — ротор; 7 — статор
 электродвигателя; 8 — пружина подвески; 9 — электроввод

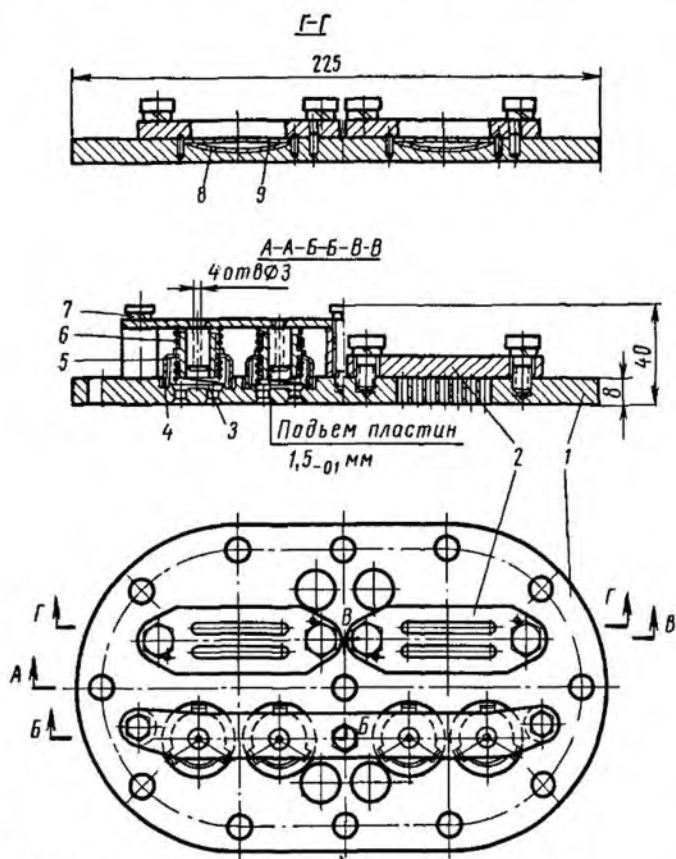


Рис. 61. Клапанная плита компрессора ФВ-4 со всасывающими полосовыми и нагнетательными пяточковыми клапанами:

1 — плита; 2 — седло всасывающего клапана; 3 — пяточковая пластина нагнетательного клапана; 4 — розетка нагнетательного клапана; 5 — пружина клапана; 6 — буферная пружина; 7 — упорная траверса нагнетательных клапанов; 8 — буферная пластина; 9 — полосовая пластина всасывающего клапана

триковой или кривошипной передачи и шатунов вращательное движение вала преобразуется в поступательное движение поршней 3. Два цилиндра 2 расположены под углом 90° . Поршни не имеют колец. Уплотнение в них достигается за счет малого зазора ($10-20 \text{ мк}$) между поршнем и цилиндром. Клапаны полосовые непрямоточные. Компрессор смазывают способом разбрызгивания. В бессальниковых компрессорах электродвигатель охлаждают всасываемыми парами холодильного агента.

Клапаны. Наибольшее распространение в малых компрессорах получили пластинчатые полосовые клапаны, иногда применяют и кольцевые. На рис. 61 показаны полосовые и пяточковые клапаны компрессора ФВ-4.

Сальники применяют самоуплотняющиеся с кольцами трения и сальфонные.

На рис. 62 показан сальфонный сальник компрессоров ФВ-1,5 и ФВ-4.

Подвижное стальное кольцо 2 уплотняется на валу резиновым кольцом 1. К сальфону 4 с одной стороны припаяно неподвижное бронзовое кольцо 3, а с другой — направляющий стакан 6. Направляющий стакан на прокладках 7 с помощью крышки 8 крепят к картеру. Бронзовое кольцо 3 притерто к стальному кольцу 2 и прижимается к нему пружиной 5.

Детали компрессоров обычно смазывают способом разбрызгивания.

В соответствии с ГОСТ 6494—61 аммиачные компрессоры (табл. 5—8) изготовляют следующих типов: тип А — одноступенчатые бескрейцкопфные вертикальные (АВ), У-образные (АУ), УУ-образные (АУУ), тип АО — одноступенчатые крейцкопфные горизонтальные со встречным движением поршней (оппозитные).

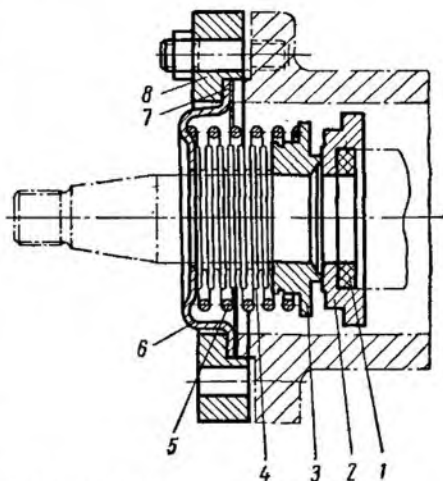


Рис. 62. Сальфонный сальник:

1 — резиновое кольцо; 2 — стальное кольцо; 3 — бронзовое кольцо; 4 — сальфон; 5 — пружина; 6 — направляющий стакан; 7 — прокладка; 8 — крышка

§ 25. ПОРШНЕВЫЕ МНОГУСТУПЕНЧАТЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Многоступенчатое сжатие в холодильных машинах может быть осуществлено многоступенчатыми компрессорами или одноступенчатыми компрессорами, скомпонованными в агрегат многоступенчатого сжатия (чаще двухступенчатого). В качестве ступени низкого давления применяют обычный или специальный поджимающий (бустер) компрессор с увеличенным диаметром цилиндра. Двухступенчатые компрессоры бывают крейцкопфные с горизонтальным и угловым расположением цилиндров и бескрейцкопфные.

В горизонтальных машинах объединяют два одноступенчатых компрессора, один из которых является ступенью низкого давле-

Таблица 5

Основные данные о крейцкопфных аммиачных одноступенчатых компрессорах двойного действия завода «Компрессор»

Марка компрессора	Кол-во цилиндров	Диаметр цилиндра (D), мм	Ход поршня (S), мм	Число оборотов (n) в минуту	Объем сжатый (V _{сж}), м ³ /ч	Холодопроизводительность при t _в = -15°C, t _к = +30°C			Габариты, мм			Масса без маховика, кг
						вт	ст. ккал/ч	Мощность на валу компрессора, кВт	длина	ширина	высота с электродвигателем	
3АГ*	1	450	550	167	1710	757000	650000	228	5570	3600	2500	9700
4АГ*	2	450	550	167	3420	1510000	1300000	455	5570	6000	2500	19250
3АГТ*	1	400	550	167	1340	465000	400000	225	5570	3500	2500	9700
4АГТ*	2	400	550	167	2680	932000	800000	450	5800	5300	2400	19250
АГ-600**	1	420	550	187	1660	700000	600000	215	7000	3300	2500	9250
АГ-1200**	2	420	550	187	3320	1400000	1200000	413	7000	4400	2500	15300
АО-600***	2	280	220	500	1585	700000	600000	190	3820	3310	1800	5500
АО-1200***	4	280	220	500	3170	1400000	1200000	375	3820	4420	1800	10500
АО-1800***	6	280	220	500	4755	2100000	1800000	560	3820	1800	1800	16000

Примечание. Компрессоры 2АГ, 4АГ, 3АГТ, 4АГТ, АГ-600, АГ-1200 выпущены до 1961 г.

* Рама вильчатая.

** Рама байонетная.

*** Опозитные компрессоры.

Таблица 6
Основные данные о бескрейцкопфных аммиачных одноступенчатых компрессорах

Марка компрессора	Расположение цилиндров	Количество цилиндров	Диаметр цилиндра (D), мм	Ход поршня (S), мм	Число оборотов (n) в минуту	Объем, опитовый, м ³ /ч	Холодопроизводительность при t ₀ = -15°C, t _к = +30°C			Потребляемая мощность при t ₀ = -15°C, t _к = +30°C, кВт	Габариты, мм		Масса, кг	
							вт	ккал/ч	кг		длина	ширина		высота
AB-15	В	2	80	80	720	34,7	13400	11500	4,65	635	585	691	200	
(2AB-8)*	В	2	80	80	960	46,3	18650	16000	6,3	635	585	691	200	
AY-30	У	4	80	80	720	69,4	26800	32000	8,6	650	580	650	275	
(4AY-8)*	У	4	80	80	960	92,6	37200	23000	11,5	650	580	650	275	
AB-75	В	2	150	140	480	143	58200	50000	16,5	1150	935	1200	1100	
(2AB-15)*	В	2	150	140	720	214,5	87400	75000	25	1150	935	1200	1100	
AY-150	У	4	150	140	480	286	116300	100000	33	1220	1120	1460	1350	
(4AY-15)*	У	4	150	140	720	429	175000	150000	51	1220	1120	1460	1350	
AB-300	В	2	270	250	360	618	268000	230000	76	1850	1180	1950	4100	
(2AB-27)*	В	2	270	250	480	824	350000	300000	100	1850	1180	1950	4100	
AB-22**	В	2	80	70	960	40,6	17500	15000	5,25	810	1130	760	160	
AY-45**	У	4	80	70	1440	61	25600	22000	7,9	660	625	710	220	
AYY-90**	УУ	8	80	70	960	81,4	35000	30000	10	1100	910	820	350	
AB-100**	В	2	150	130	1440	96	51200	44000	14,9	1100	910	820	350	
AY-200**	У	4	150	130	960	122	70000	60000	19,2	1120	730	1185	800	
AYY-400**	УУ	8	150	130	1440	144	102500	88000	29	1370	1315	1100	1150	
					720	199	87400	75000	25	1660	1560	1320	1760	
					960	265	116300	100000	33					
					960	398	175000	150000	48					
					960	530	232600	200000	64					
					720	795	350000	300000	93					
					960	1060	465000	400000	125					

* Марка компрессора дана по ГОСТ 6482-53. Первая буква означает холодильный агент (А-аммиак), вторая—тип компрессора (В—вертикальный, У—У-образный, УУ—W-образный). В скобках указана старая марка компрессора. Цифры характеризуют холодопроизводительность в тыс. ккал/ч при t₀ = -15°C, t_к = +30°C.

** Компрессоры указанных марок могут работать на фреоне-22 и фреоне-142, тогда их марки соответственно будут 22ФВ-100, 142ФВ-100.

Таблица 7

Основные данные о бескрейковбных фреоновых одноступенчатых компрессорах, выпускаемых в СССР

Марка компрессора	Расположение цилиндров	Количество цилиндров	Диаметр цилиндра (D), мм	Ход поршня (S), мм	Число оборотов (n) в минуту	Объем, опускаясь ваземный порци- нуту, м ³ /ч	Холодопроизводитель- ность при t ₀ = -15°C, t _к = +30°C		Потребляемая мощность при t ₀ = -15°C, t _к = +30°C, кВт		Габариты, мм			Масса, кг
							вт	ст. ккал/ч	квт	ккал/ч	длина	ширина	высота	
ФВ-0,7 5Н (2ФВ-4)	В	2	40	45	450 650 1000	3,05 4,41 6,78	815 1280 1750	700 1100 1500	0,6 1,0 1,7	320 270	320 270	360	24,6	
ФВ-1,5 Н (2ФВ-5)	В	2	50	40	650 850	6,1 7,95	1515 2100	1300 1800	0,62 0,90	275	255	345	30	
ФГ-2,5 Н	Г	2	50	40	960 1440	8,8 13,6	2326 3140	2000 2700	0,90 1,30	320	320	520	33	
ФВ-4 Н (2ФВ-6,5)	В	2	67,5	50	650 850	13,8 18,2	3500 4650	3000 4000	1,08 1,53	355	315	400	48	
ФУ-8 Н	У	4	67,5	50	650 850	27,6 36,4	6860 8960	5900 7700	2,2 2,95	470	530	420	77	
ФВ-12 П (2ФВ-10)	В	2	100	80	720 960	54,4 72,5	13100 17500	11250 15000	4,8 6,2	635	600	570	200	
ФУ-25 П (4ФУ-10)	У	4	100	80	720 960	109 145	26200 35000	22500 30000	9,5 12,5	660	600	640	280	
ФВ-60 П (2ФВ-19)	В	2	190	140	480 720	228 342	51200 70000	44000 60000	17,5 27,0	1150	860	1200	1150	
ФУ-120 П (4ФУ-19)	У	4	190	140	480 720	456 684	101000 140000	87000 120000	35 54	1300	1150	1700	1400	
ФВ-6* Н					960	20,6	5245	4500	1,77					

Продолжение табл. 7

Марка компрессора	Разновидение цилиндров	Конечное давление	Диаметр цилиндра (D), мм	Ход поршня (S), мм	Число оборотов (n) в минуту	Объем, опущенный вазелин поршня, м ³ /ч	Холодопроизводительность при t _к = +30°C, t _о = -15°C		Потребляемая мощность при t _о = -15°C, t _к = +30°C, кВт	Габариты, мм			Масса, кг
							от	ст. ккал/ч		длина	ширина	высота	
(2ФВ-6,5 БС)	В	2	67,5	50	1440	31	7100	6100	2,45	565	390	485	45
ФУ-12* Н	У	4	67,5	50	960	41,4	10480	9000	3,4	650	540	515	90
ФУУ-25* Н	УУ	8	67,5	50	1440	82,6	14200	12200	4,7	545	630	570	150
ФВ-20 Н	В	2	100	70	960	63,4	16300	14000	6,15	810	1130	760	180
ФУ-40 Н	У	4	100	70	1440	95	23260	20000	9,2	660	625	710	250
ФУУ-80 Н	УУ	8	100	70	1440	190	32600	28000	11,8	1100	910	820	400
ФВ-85 П	В	2	190	130	720	318	65100	56000	22,7	1120	730	1185	850
ФУ-175 П	У	4	190	130	960	424	101000	87000	37,5	1370	1315	1115	1200
ФУУ-350 П	УУ	8	190	130	960	848	151500	130000	54	1735	1560	1320	1800
					720	1270	204000	175000	72				
					960	1696	303000	260000	105				
					960		408000	350000	140				

Примечание. Буквами обозначены компрессоры: Н — непрямоточные; П — прямоточные. Звездочкой отмечены компрессоры открытые сальниковые и герметичные бессальниковые.

Таблица 8
Компрессоры поршневые герметичные фреоновые малой холодопроизводительности (ГОСТ 9666—61)

Марка компрессора	Основная модель		Модификация основной модели		Мощность, потребляемая электродвигателем при номинальном напряжении, кВт		Масса, кг	Диаметр цилиндра, мм	Хол. поршня, мм	Количество цилиндров
	вт	ккал/ч	вт	ккал/ч	Однофазный ток	Трехфазный ток				
Среднетемпературные и плюсовые компрессоры										
ФГ-0,1	128	110	—	—	0,14	—	13	—	—	—
ФГ-0,14	163	140	—	—	0,16	—	15	—	—	—
ФГ-0,18	210	180	—	—	0,18	—	18	—	—	—
ФГ-0,22	—	—	256	220	0,20	—	19	—	—	—
ФГ-0,28	326	280	407	350	0,23	—	21	—	—	—
ФГ-0,35	—	—	—	—	0,27	—	22	36	18	1
ФГ-0,45	525	450	640	550	0,32	0,26	24	36	22	1
ФГ-0,55	—	—	—	—	0,37	0,31	26	36	27	1
ФГ-0,7	815	700	1050	900	0,45	0,38	28	36	18	2
ФГ-0,9	—	—	1280	1100	0,55	0,48	30	36	22	2
ФГ-1,1	—	—	1630	1400	0,65	0,58	32	36	27	2
ФГ-1,4	—	—	—	—	0,81	0,72	35	50	38	1
ФГ-1,8	2100	1800	2560	2200	—	0,91	38	50	24	2
ФГ-2,2	—	—	—	—	—	1,11	42	50	30	2
ФГ-2,8	3260	2800	—	—	—	1,40	46	50	38	2
Низкотемпературные компрессоры										
ФГН-0,11	128	110	—	—	0,24	—	23	—	—	1
ФГН-0,14	—	—	163	140	0,26	—	24	36	18	1
ФГН-0,18	210	180	—	—	0,30	0,27	26	36	22	1
ФГН-0,22	—	—	256	220	0,33	0,30	28	36	27	1

Продолжение табл. 8

Марка компрессора	Основная модель		Модификация основной модели		Мощность, потребляемая электродвигателем при номинальном напряжении, кВт	Трехфазный ток	Масса, кг	Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм	Количество цилиндров
	вт	ккал/ч	вт	ккал/ч						
ФГН-0,28	—	—	326	280	0,39	0,36	31	36	18	2
ФГН-0,35	—	—	407	350	0,45	0,42	34	36	22	2
ФГН-0,45	525	450	—	—	0,54	0,50	37	36	27	2
ФГН-0,55	—	—	640	550	0,63	0,58	39	50	38	1
ФГН-0,7	815	700	—	—	—	0,71	42	50	24	2
ФГН-0,9	—	—	1050	900	—	0,88	46	50	30	2
ФГН-1,1	1280	1100	—	—	—	1,05	49	36	27	2
ФГН-1,4	—	—	1630	1400	—	1,31	53	50	38	1
ФГН-1,8	2100	1800	—	—	—	1,65	57	50	24	2
ФГН-2,2	—	—	2560	2200	—	2,00	62	50	30	2
Плюсовые компрессоры										
ФГП-0,45	525	450	—	—	0,24	—	17	—	—	—
ФГП-0,55	—	—	640	550	0,28	—	19	—	—	—
ФГП-0,7	815	700	—	—	0,34	—	21	—	—	—
ФГП-0,9	—	—	1050	900	0,42	—	23	—	—	—
ФГП-1,1	1280	1100	—	—	0,49	—	24	36	18	1
ФГП-1,4	—	—	1630	1400	0,61	0,53	26	36	22	1
ФГП-1,8	2100	1800	—	—	0,76	0,66	28	36	27	1
ФГП-2,2	—	—	2560	2200	0,91	0,80	31	36	18	2
ФГП-2,8	—	—	3260	2800	1,10	1,00	34	36	22	2

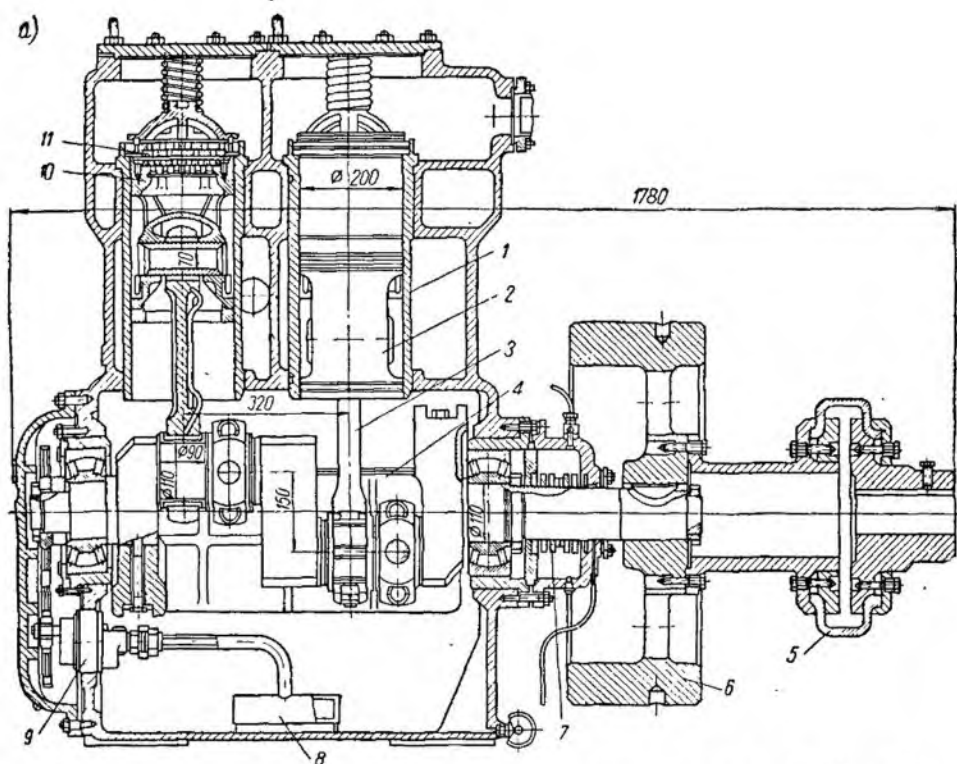
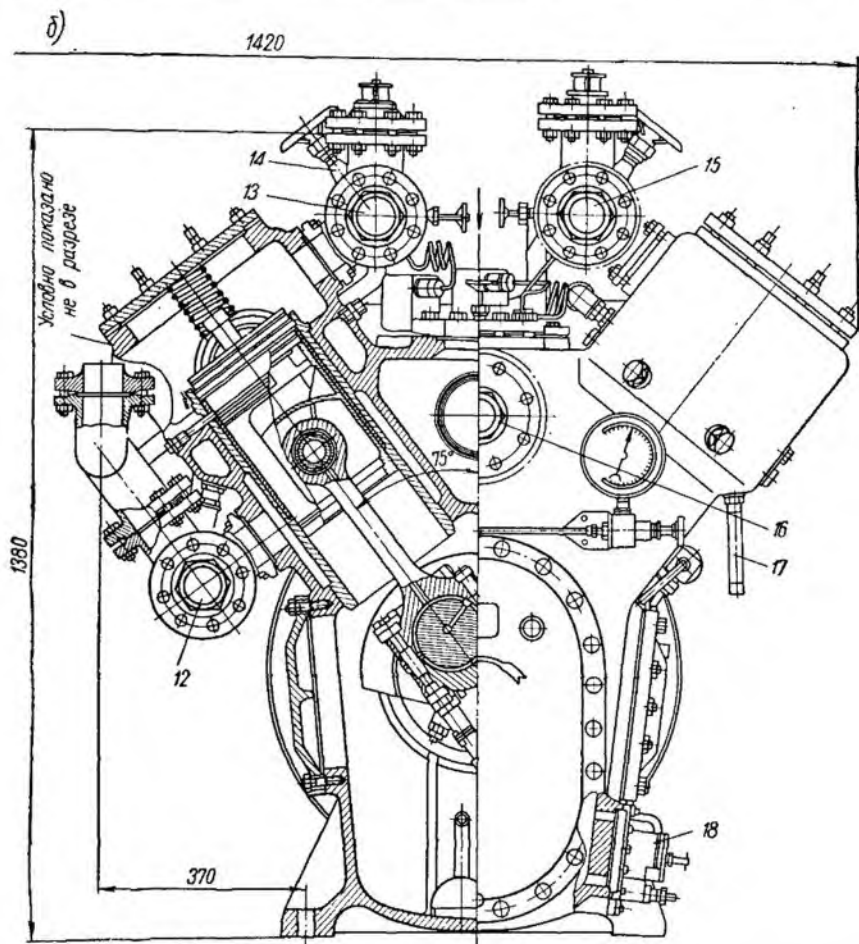


Рис. 63. Двухступенчатый бескрейцкопфный прямоточный U-образный
а — продольный разрез; *б* — поперечный разрез; 1 — блок-картер; 2 — поршень; 3 — ник; 8 — заборный масляный фильтр; 9 — масляный насос; 10 — клапан всасывающий; давления; 13 — нагнетательный клапан высокого давления; 14 — пусковые байпасы; 17 — подача воды в охлаждающую рубашку; 18 — щелевой фильтр

ния с цилиндром большего диаметра, другой — ступенью высокого давления с цилиндром меньшего диаметра.

Рамы и кривошипно-шатунные механизмы у обоих компрессоров одинаковые. Они имеют общий вал, в средней части которого установлен ротор синхронного электродвигателя.

В СССР ранее выпускался горизонтальный двухступенчатый компрессор с дифференциальным, т. е. ступенчатым поршнем. Каждая ступень имеет свой диаметр поршня. В компрессоре 14АГ ступень низкого давления расположена в середине цилиндра, а



компрессор ДАУ-80:

шатуна; 4 — коленчатый вал; 5 — эластичная резиновая муфта; 6 — маховик; 7 — сальник; 11 — ложная крышка с нагнетательным клапаном; 12 — всасывающий вентиль высокого давления; 15 — нагнетательный вентиль низкого давления; 16 — всасывающий вентиль низкого

две полости ступени высокого давления — с одной и другой стороны от нее. Такое расположение цилиндра низкого давления исключает подсос воздуха через сальник, так как цилиндр высокого давления всегда имеет давление всасывания выше атмосферного.

Двухступенчатые компрессоры с дифференциальным поршнем компактны, но имеют недостатки: большую массу поршней, небольшое число оборотов, перетекание пара из цилиндра высокого давления в цилиндр низкого давления.

В последнее время получили наибольшее распространение бес-

Таблица 9

Основные данные об аммиачных двухступенчатых компрессорах

Марка компрессора	Тип	Количество цилиндров	Диаметр цилиндра (D), мм		Ход поршня (S), мм	Число оборотов (n) в минуту	Объем, описываемый поршнем, м ³ /ч		Холодопроизводительность компрессора		Режим при t ₀ , t _к , t _н , °С	Мощность электродвигателя, кВт	Габариты, мм			Масса, кг
			высокого давления	низкого давления			л/ч	ккал/ч	Длина	ширина			высота			
АГК-73	ГД	2	730	450	550	167	4570	1710	1050000	900000	-30 +35 +30	580	5800	5300	2400	2260
АДК-73/40	ГД	2	730	400	550	167	4570	1340	465000	400000	-43 +38 +35	384	5800	5300	2400	23700
АДК-65/40	ГД	2	650	400	550	167	3620	1340	1280000	1100000	-20 +38 +35	513	5800	5300	2400	22200
АГК-47	ГД	2	470	300	450	187	1730	690	285000	245000	-33 +35 +30	203	5100	5600	2800	11500
АГК-56	ГД	2	560	300	450	187	2440	690	175000	150000	-50 +35 +30	172	5100	5700	2200	13300
ДАУ-80	УП	4	3×200	200	150	720	609	203	93000	80000	-40 +35 +30	55	1420	1330	1480	1800
ДАУ-50	УП	4	3×150	150	130	960	395,4	131,8	58200	50000	-40 +35 +30	33	1290	1350	1260	1400

Продолжение табл. 9

Марка компрессора	Тип	Количество цилиндров	Диаметр цилиндра (D), мм		Ход поршня (S), мм	Число оборотов (n) в минуту	Объем, описываемый поршнем, м ³ /ч		Холодопроизводительность компрессора		Режим при t ₀ , t _к , t _н , °C	Мощность электродвигателя, кВт	Габариты, мм			Масса, кг
			низкая	высокого давления			л/ч	ккал/ч	длина	ширина			высота			
ДАУУ-100	УУП	8	6 × 150	2 × 150	130	960	790, 8263, 6	116300	100000	-40 +35 +30	65				2100	
ДАО-275	0	2	450	270	220	500	2340	316000	275000	-40 +35 +30	175				5750	
ДАО-550	0	4	450	270	220	500	4680	640000	550000	-40 +35 +30	350		3600	4200	12000	
ДАО-825	0	6	450	270	220	500	7020	960000	825000	-40 +35 +30	525				18000	
ДАОН-175	0	2	500	270	220	500	2600	204000	175000	-50 +35 +30	167				6000	
ДАОН-350	0	4	500	270	220	500	5200	407000	350000	-50 +35 +30	315				12500	
ДАОН-525	0	6	500	270	220	500	7800	610000	525000	-50 +35 +30	475				18500	

крейцкопфные двухступенчатые компрессоры. На рис. 63 показан двухступенчатый аммиачный У-образный компрессор марки ДАУ-80, предназначенный для работы на аммиаке и фреоне-22; холодопроизводительность его — 93 000 *вт* при $t_0 = -40^\circ \text{C}$ и $t_k = +35^\circ \text{C}$.

Компрессор блок-картерный имеет четыре цилиндра одинакового диаметра 200 *мм*, из которых три цилиндра низкого и один высокого давления.

Одинаковые диаметры цилиндров позволяют унифицировать механизм движения с одноступенчатыми компрессорами (т. е. применить одни и те же детали), что облегчает изготовление и ремонт компрессора.

В соответствии с ГОСТ 6494—61 выпускают следующие типы двухступенчатых аммиачных компрессоров: тип ДА — двухступенчатый бескрейцкопфный У-образный (ДАУ) и УУ-образный (ДАУУ); тип ДАО — двухступенчатый крейцкопфный горизонтальный со встречным движением поршней (оппозитный); тип ДАОН — двухступенчатый крейцкопфный оппозитный низкотемпературный (табл. 9).

Двухступенчатые агрегаты обычно монтируют из двух унифицированных компрессоров (табл. 10—11). Однако часто для ступени низкого давления используют специальные поджимающие компрессоры. Для малых и средних производительностей это поршневые машины, для крупных — ротационные (см. § 26).

Поршневые поджимающие компрессоры унифицируют с одноступенчатыми машинами, т. е. применяют общие картеры, кривошипно-шатунные механизмы, но для увеличения засасываемого

Таблица 10

Основные данные об аммиачных двухступенчатых агрегатах

Марка агрегата	Холодопроизводительность, <i>вт</i> (ккал/ч)	Температура кипения, $^\circ\text{C}$	Температура конденсации, $^\circ\text{C}$
АДС-10	11630 (10000)	-60	+30
АДС-30	35000 (30000)	-50	+35
АДС-45	52500 (45000)	-50	+35
АДС-100	116300 (100000)	-30	+30
АДС-150	175000 (150000)	-30	+30

объема увеличивают диаметры цилиндров. Так, компрессор марки 4БАУ-19 имеет картер, коленчатый вал, шатун, сальник и систему смазки такие же, как в компрессоре АУ-150, а поршни, всасывающий, нагнетательный и предохранительный клапаны, — как в компрессоре ФУ-120. Цилиндры в компрессорах не унифицированы.

Трехступенчатые машины выполняют в виде агрегатов с использованием в качестве ступени низкого давления поршневых или рота-

ционных компрессоров, а в качестве ступеней высокого и среднего давлений — поршневых компрессоров. Кроме того, для низких температур все чаще применяют турбоагрегаты или каскадные холодильные машины. Трехступенчатые углекислотные компрессоры используют только для производства жидкой углекислоты и сухого льда. В настоящее время изготавливают вертикальный углекислотный компрессор марки ЗУВ и горизонтальные компрессоры марок ЗУГМ, 4УГ, 5УГ. Компрессоры 4УГ и 5УГ унифицированы по раме и кривошипно-шатунному механизму с аммиачными компрессорами.

Таблица 11

Характеристика компрессоров низкой и высокой ступеней

Показатели	Марка агрегата				
	АДС-10	АДС-30	АДС-45	АДС-100	АДС-150
Компрессор низкой ступени					
Марка	АУ-150	4БАУ-19*	4 БАУ-19	4 БАУ-19	4 БАУ-19
Диаметр цилиндра, мм	150	190	190	190	190
Ход поршня, мм	140	140	140	140	140
Число оборотов в минуту	720	480	720	480	720
Объем, описываемый поршнем, м ³ /ч	429	456	684	456	684
Мощность электродвигателя, квт	14	20	48	37	55
Компрессор высокой ступени					
Марка	АВ-75	АВ-75	АВ-75	АВ-75	АВ-75
Диаметр цилиндра, мм	150	150	150	150	150
Ход поршня, мм	140	140	140	140	140
Число оборотов в минуту	350	480	720	480	720
Объем, описываемый поршнем, м ³ /ч	104	143	214	143	214
Мощность электродвигателя, квт	20	28	40	27	40
Масса агрегата, кг	2650	2850	2600	2600	2600

* 4 БАУ-19: четырехцилиндровый бустер (поджимающий)-компрессор, аммиачный, У-образный с диаметром поршня 19 см.

§ 26. РОТАЦИОННЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Компрессор, в котором поршень (ротор) вращается относительно цилиндра, называется *ротационным*.

По характеру движения ротора ротационные компрессоры разделяют на две основные группы: 1) с катящимся ротором; 2) с вращающимся ротором.

На рис. 64 изображен схематично разрез ротационного ком-

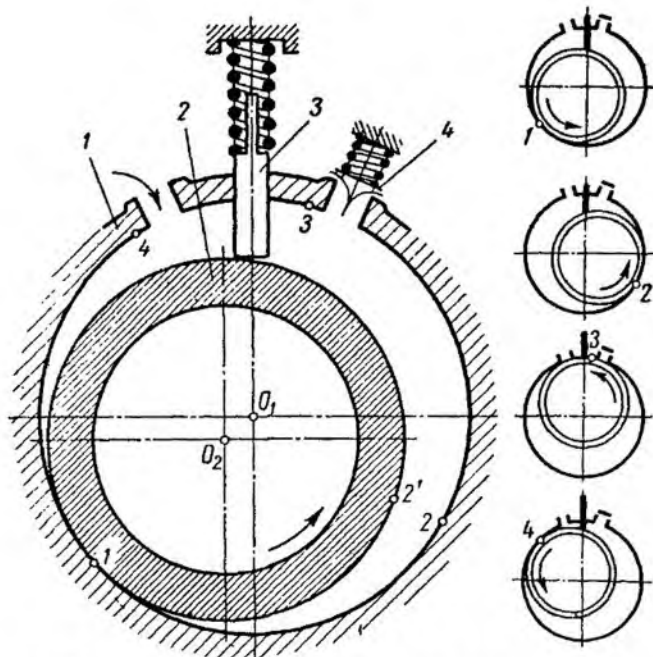


Рис. 64. Схематичный разрез ротационного компрессора с катящимся ротором:

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

прессора с катящимся ротором. Принцип действия компрессора следующий. По неподвижной поверхности цилиндра катится ротор, который приводится в движение валом с эксцентриком. Так как ось ротора смещена относительно оси цилиндра, то между цилиндром и ротором образуется серповидная полость, положение которой непрерывно меняется в зависимости от угла поворота ротора. Серповидная полость разделена пластиной, плотно прижимаемой пружиной к ротору, на две изолированные части: всасывающую и нагнетательную. Когда ротор находится в верхнем положении и отжимает лопасть в паз, в цилиндре образуется одна серпообразная полость, заполненная парами агента. При дальнейшем вращении ротора пластина под действием веса и силы пружины опускается, разделяя цилиндр на две изолированные полости. Объем серповидной полости, находящейся за ротором, увеличивается и полость заполняется паром из всасывающего трубопровода. Процесс всасывания заканчивается, когда всасывающая полость занимает максимальный объем. По мере движения ротора объем полости перед ротором уменьшается, в результате чего пар сжимается, и, когда давление пара несколько превышает давление в нагнетательном трубопроводе (т. е. в конденсаторе), открывается нагнетательный клапан, и сжатый пар выталкивается в нагнетательный трубопровод.

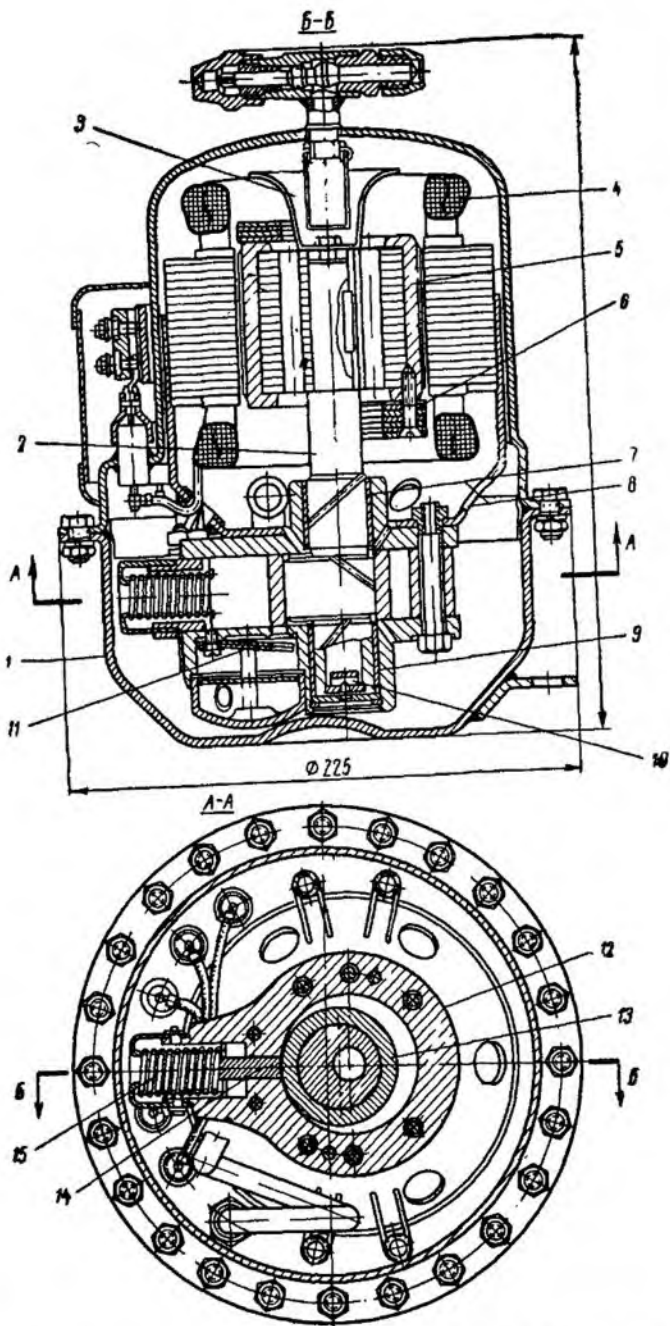


Рис. 65. Фреоновый ротационный герметичный компрессор ФГР-07:
 1 — кожух; 2 — эксцентриковый вал; 3 — фигурная чашка; 4 — обмотки электродвигателя; 5 — ротор; 6 — противовес; 7 и 9 — бронзовые подшипники; 8 — чашка статора; 10 — втулка; 11 — магнетальный клапан; 12 — цилиндр; 13 — ротор; 14 — лопасть; 15 — пружина

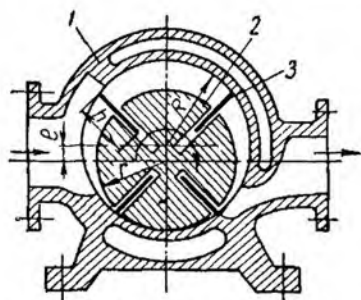


Рис. 66. Схематичный разрез ротационного пластинчатого компрессора с вращающимся ротором:

1 — цилиндр; 2 — ротор; 3 — пластины

на торцах ротора 5 двух противовесов 6. В нижнюю часть эксцентрикового вала, имеющего центральное отверстие, впрессована втулка 10 с одним центральным и четырьмя радиальными отверстиями, выполняющая роль центробежного масляного насоса. Масло поднимается по центральному отверстию вала до средней части верхнего подшипника, откуда через радиальное сверление подается в спиральную канавку, по которой выбрасывается в чашку 8 для запрессовки статора, являющуюся маслосборником. Из чашки масло по трем каналам поступает в кольцевую канавку верхней части роторного подшипника, затем по спиральной канавке спускается в нижнюю кольцевую канавку и выводится в картер компрессора. В верхней части эксцентрикового вала болтом ротора электродвигателя крепится фигурная чашка 3, служащая для отбоя масла. Это обеспечивает хорошее охлаждение обмоток 4 электродвигателя и предотвращает попадание масла в зазор между статором и ротором.

На рис. 66 изображен схематично разрез компрессора с вращающимся ротором. Этот компрессор имеет неподвижный цилиндр или корпус 1 и ротор 2, вращающийся вокруг оси, смещенной относительно оси цилиндра. В роторе имеются прорези, в которых скользят пластины 3. При вращении поршня пластины под действием центробежной силы выталкиваются из прорезей и упираются в поверхность цилиндра и затем вновь занимают первоначальное положение. Пространство между цилиндром и поршнем делится пластинами на отдельные камеры, наибольший объем которых — в верхней части цилиндра, наименьший — в нижней части. Пар из всасывающего трубопровода захватывается пластинами и сжимается в камерах между пластинами. Когда камера достигает нагнетательного окна, пар выталкивается через окно в нагнетательный трубопровод.

Ротационный герметичный компрессор ФГР-0,7 холодопроизводительностью 815 *вт* с катящимся ротором показан на рис. 65. Компрессор с электродвигателем заключен в штампованный стальной кожух 1. Внутри цилиндра 12 размещен ротор 13, насаженный на эксцентриковый вертикальный вал 2. Вал опирается на два бронзовых подшипника 7 и 9. В левой части цилиндра находится лопасть 14 с пружиной 15, прижимающей лопасть к поверхности ротора.

Нагнетательный пластинчатый клапан 11 находится в нижней крышке. Уравновешивание компрессора достигается установкой

Ротационные пластинчатые аммиачные компрессоры в настоящее время стали применять в качестве поджимающих для получения низких температур в двухступенчатой установке.

В СССР Сумской машиностроительный завод выпускает пластинчатый ротационный аммиачный компрессор марки РАБ-300 холодопроизводительностью 350 000 *вт* при $t_0 = -40^\circ$ и $t_k = 30^\circ$, показанный на рис. 67. В компрессоре РАБ-300 трение стальных пластин происходит по свободно вращающимся кольцам 2.

Ротационные компрессоры по сравнению с поршневыми имеют ряд преимуществ: значительно меньшие габаритные размеры и масса, отсутствие всасывающих, а часто и нагнетательных клапанов, хорошо уравновешенность, что дает возможность отказаться от фундаментов, устанавливать компрессоры на верхних этажах зданий и применять их в транспортных установках. Вследствие небольшого количества движущихся частей, подвергающихся износу и поломке, ротационные компрессоры надежны в эксплуатации даже при работе влажным ходом и просты в обслуживании.

Существенным их недостатком по сравнению с поршневыми компрессорами является необходимость изготовления с высоким классом точности, так как большие значения к. п. д. этих машин могут быть обеспечены при минимальных неплотностях между ротором и торцами цилиндра или пластинами и стенками.

§ 27. ТУРБОКОМПРЕССОРЫ (ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРЫ)

По принципу работы турбокомпрессоры разделяют на центробежные и осевые. Осевые компрессоры применяют в тех случаях, когда необходима очень большая производительность— 24—30 млн. $m^3/ч$. В холодильных машинах применяют центробежные компрессоры в интервале температур от $+5$ до -100° и холодопроизводительности от 116 300 до нескольких млн. *вт*.

1. Принцип действия центробежного компрессора

Основными элементами центробежного компрессора (рис. 68) являются корпус 1, рабочее колесо с лопатками 3, насаженное на вал, диффузор 4, обратный направляющий аппарат 5. Комплекс элементов, состоящий из рабочего колеса, диффузора и обратного направляющего аппарата, называется ступенью. В зависимости от требуемых температурных режимов турбокомпрессоры можно изготовлять с одной или несколькими ступенями. Наиболее распространены холодильные турбокомпрессоры с двумя и тремя ступенями. Принцип работы турбокомпрессора следующий. Парообразный холодильный агент из всасывающей камеры, сообщаемой со всасывающим трубопроводом, поступает в пространства, образованные ло-

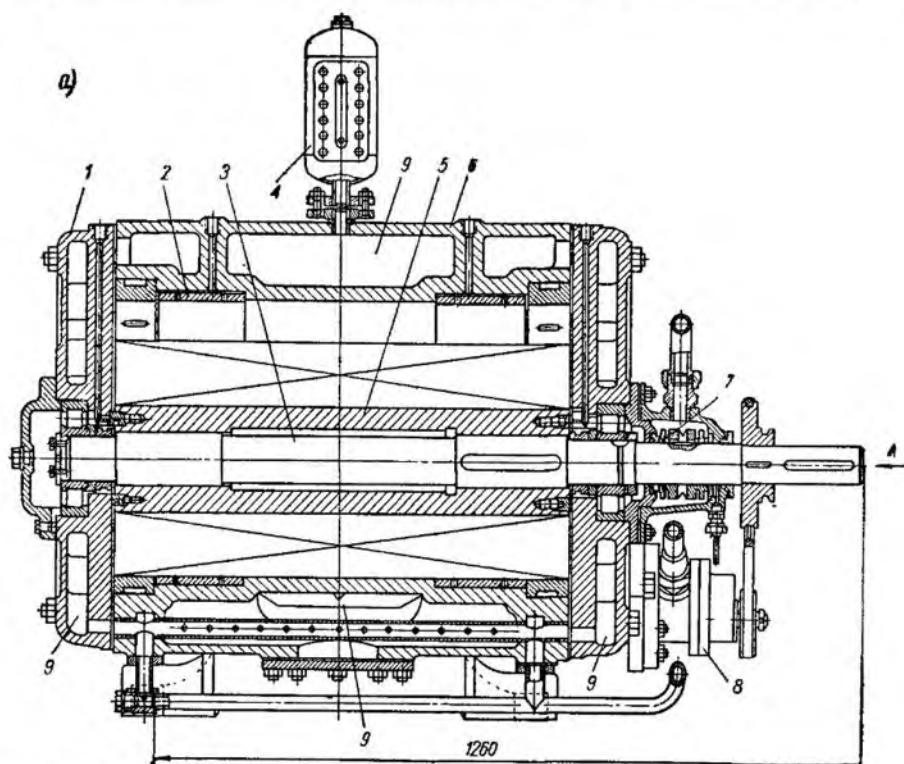
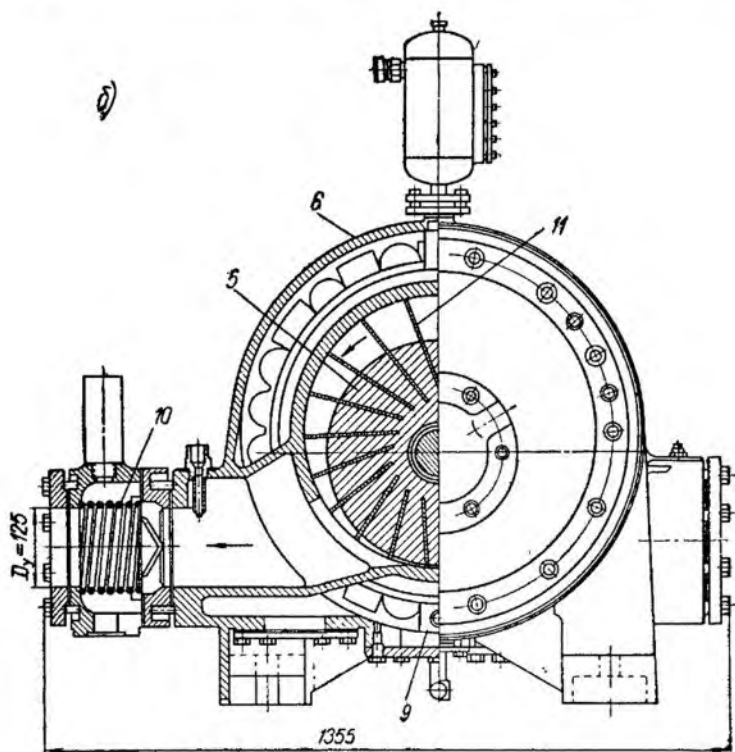


Рис. 67. Ротационный пластинчатый компрессор РАБ-300:

a — продольный разрез; *b* — поперечный разрез; 1 — крышка корпуса с подшипниками; 5 — ротор; 6 — корпус; 7 — сальник вала пружинный с графитовыми кольцами; 11 — пластины

патками рабочего колеса, вращающегося с большой окружной скоростью. Благодаря действию центробежных сил пар отбрасывается к периферии рабочего колеса, при этом повышается давление газа и увеличивается его скорость, а следовательно, и кинетическая энергия. С периферии рабочего колеса пар выбрасывается в диффузор, где его скорость уменьшается вследствие увеличения проходного сечения, и кинетическая энергия преобразуется в потенциальную, в связи с чем давление газа увеличивается. После выхода пара из диффузора в многоступенчатых компрессорах происходит поворот потока пара к центру, и через обратный направляющий аппарат пар подводится к следующему колесу. Проходя последовательно через ряд колес, пар приобретает требуемое давление. Для уменьшения перетекания пара внутри машины между вращающимися и неподвижными элементами устанавливают лабиринтные уплотнения.



1 — вращающиеся разгрузочные кольца; 2 — вал; 3 — масляный бачок; 4 — масляный насос; 5 — масляная рубашка; 6 — нагнетательный клапан;

2. Выбор холодильного агента для турбокомпрессора

Холодильные агенты, применяемые в турбокомпрессорах, должны удовлетворять не только общим, но и некоторым специальным требованиям, например иметь высокий молекулярный вес, позволяющий уменьшить число ступеней или окружную скорость колеса. В небольших турбокомпрессорах применяют холодильные агенты с малой объемной холодопроизводительностью q_v , что приводит к повышению к. п. д. турбокомпрессора из-за меньшего значения потерь через зазоры. В турбокомпрессорах большой холодопроизводительности следует применять холодильные агенты с большим значением q_v . Существует предел холодопроизводительности, ниже которого турбокомпрессор конструктивно невыполним или несовершенен. Этот предел зависит от свойства холодильного агента.

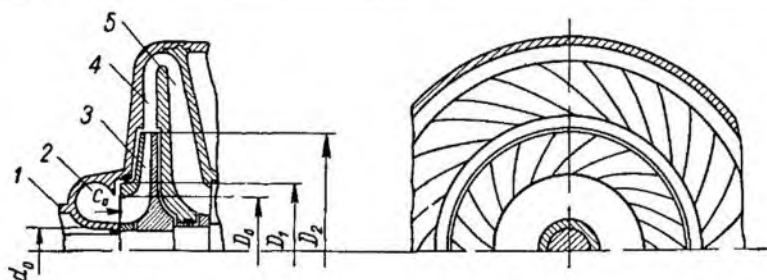


Рис. 68. Ступень центробежного компрессора:

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

Например, для аммиака при окружной скорости меньше 200 м/сек он составляет 1,75 млн. *вт*, для фреона-11 — около 70 000 *вт*.

В настоящее время наибольшее применение в холодильных турбокомпрессорах находят фреон-11, фреон-12, фреон-113, фреон-114, фреон-21 и фреон-22.

Для высоких температур кипения ($t_0 = -10 \div 5^\circ\text{C}$), кондиционирования воздуха и тепловых насосов наиболее подходящими агентами являются фреон-11, фреон-113, фреон-114. Для температур кипения $t_0 = -20 \div -30^\circ\text{C}$ наиболее благоприятны фреон-12 и фреон-21. Для температур кипения $t_0 = -30 \div -60^\circ\text{C}$ используют фреон-12, а для еще более низких температур — фреон-22 и фреон-13. Весьма перспективны для турбокомпрессоров перфторбутан C_4F_{10} и фреон-115, имеющие большой молекулярный вес. Аммиак, широко применяющийся в поршневых компрессорах, мало подходит для турбокомпрессоров вследствие очень малого молекулярного веса (17,03) и большой минимально возможной холодопроизводительности. Аммиачные турбокомпрессоры, построенные ранее некоторыми заводами, имели 10—15 ступеней, размещенных в двух или трех корпусах. Эти турбокомпрессоры не получили большого распространения. Благоприятные свойства аммиака позволяют применять его в бустер-компрессорах, при этом количество колес может быть уменьшено до 4—6.

Конструкции холодильных турбокомпрессоров различны и зависят от условий работы, холодильного агента или рода привода. На рис. 69 показан продольный разрез фреонового двухступенчатого турбокомпрессора, спроектированного в Центральном конструкторском бюро (ЦКБ) холодильного машиностроения. Компрессор может быть использован для работы на фреоне-12, фреоне-142 и фреоне-11. Холодопроизводительность Q_0 компрессора при работе на фреоне-12 при $t_0 = -15^\circ\text{C}$, $t_k = 35^\circ\text{C}$ составляет 2 680 000 *вт*, мощность — 1000 *квт*, число оборотов — 7550 в минуту.

Основные части компрессора следующие: корпус 1, вал 2, обратный направляющий аппарат 3, рабочее колесо 4, сальниковое

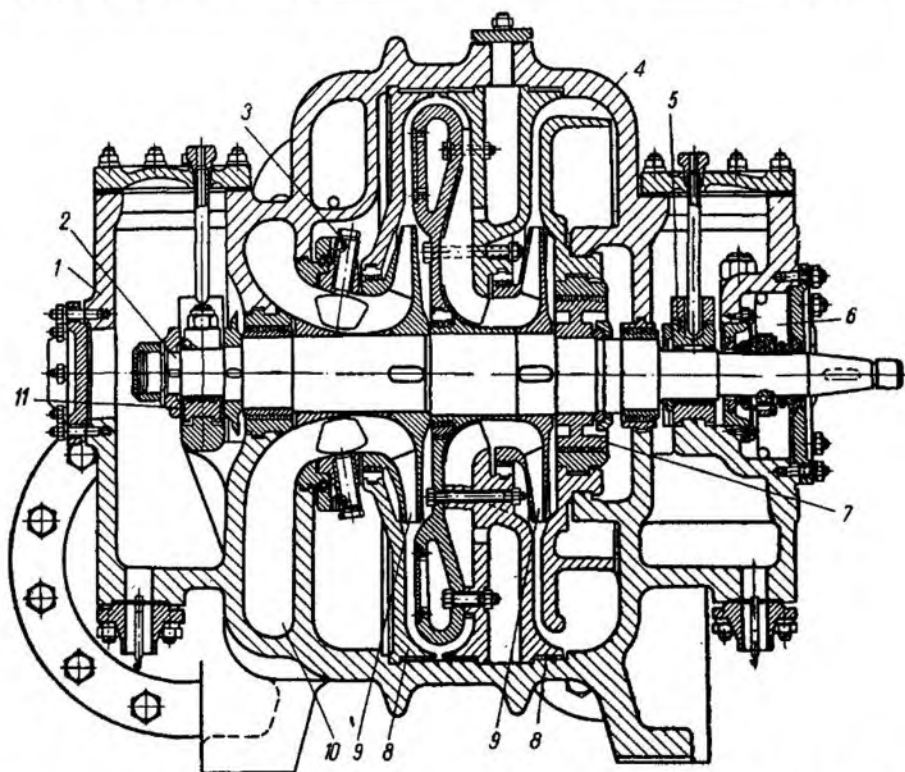


Рис. 69. Фреоновый двухступенчатый центробежный компрессор ТКФ-2—48:
 1 — корпус; 2 — вал; 3 — поворотный направляющий аппарат; 4 — выходная улитка;
 5 — радиальный подшипник; 6 — сальниковое уплотнение вала; 7 — разгрузочный поршень; 8 — обратный направляющий аппарат; 9 — нолецо; 10 — всасывающая улитка;
 11 — опорно-упорный подшипник

уплотнение 6. Корпус изготовляют из чугуна СЧ24—44 с присадкой никеля 2%. Он имеет горизонтальный разъем для сборки и разборки компрессора. Всасывающая камера 10 находится в нижней части корпуса, выходная улитка 4 — в верхней части. Всасывающая камера служит для подвода потока пара к рабочему колесу с постепенным увеличением скорости. В одноступенчатых машинах всасывающую камеру обычно выполняют в форме конического патрубка, а в многоступенчатых — в виде двух симметричных полуспиралей. Выходную улитку устанавливают за последней ступенью машины. Она служит для уменьшения скорости потока и подвода его к нагнетательному патрубку.

Рабочее колесо обычно выполняют закрытого типа с лопатками, загнутыми назад.

Рабочие колеса и валы турбокомпрессоров изготовляют из угле-

родистых или легированных сталей. Колеса насаживают на вал в большинстве случаев нагретыми и ставят на шпонках. Вал для облегчения посадки рабочих колес обычно выполняют ступенчатым. Осевое расположение рабочих колес на валу фиксируют с помощью уступов вала. Вал опирается на два опорных подшипника 5, обычно применяют подшипники скольжения. Вкладыши подшипников изготовляют из чугунного или стального литья с заливкой баббитом. Осевое усилие, создаваемое рабочими колесами, частично воспринимает упорный подшипник 11; частично оно компенсируется с помощью разгрузочного поршня 7.

Диффузоры предназначены для уменьшения скорости потока, выходящего из рабочего колеса, и повышения давления пара за счет уменьшения его кинетической энергии. В холодильных турбокомпрессорах применяют безлопаточные и лопаточные диффузоры. Безлопаточный диффузор представляет собой кольцевое пространство, в котором скорость потока пара понижается за счет увеличения радиуса. Боковые стенки выполняют параллельными, так как при расширяющихся диффузорах увеличивается длина пути пара, а следовательно, увеличиваются и потери.

Лопаточный диффузор представляет собой круговую решетку, образованную лопатками, прямыми или изогнутыми по дуге окружности. Обычно после безлопаточного диффузора устанавливают лопаточный, что улучшает работу диффузора и уменьшает шум. В каналах лопаточного диффузора происходит принудительный поворот потока в радиальном направлении и уменьшается скорость за счет увеличения проходного сечения.

Обратный направляющий аппарат предназначен для подвода газа к следующей ступени.

Для регулирования холодопроизводительности компрессора перед первым колесом установлены регулируемые поворотные лопатки 3 с приводом от исполнительного механизма, расположенного рядом с компрессором. Перед вторым колесом имеется вход для пара из промежуточного сосуда, что позволяет осуществить двухступенчатое дросселирование жидкости.

Для уменьшения перетеканий пара внутри машины применяют лабиринтные уплотнения. Выходящий конец вала уплотняется сальником с плавающим графитовым кольцом (рис. 70). Компрессор имеет выносную герметичную систему смазки подшипников и сальника с двумя масляными насосами — рабочим и аварийным. Аварийный масляный насос включается в случае падения давления в масляном трубопроводе. Насосы расположены в выносном масляном баке. С помощью насоса масло поступает сначала в фильтр, а затем на смазку подшипников и в сальник. Из подшипников оно возвращается в бак, а из сальника поступает в небольшой бачок, расположенный над сальником, откуда переливается в общий масляный бак. В баке имеется водяной маслоохладитель для охлажде-

ния масла, а для выпаривания фреона из масла перед пуском машины предусмотрен электроподогреватель.

В настоящее время Казанский компрессорный завод выпускает турбокомпрессоры, скомпонованные вместе с конденсатором и испарителем в турбоагрегаты. Турбокомпрессоры начинают строить и с малой холодопроизводительностью.

Компрессор, показанный на рис. 71, применяют для кондиционирования воздуха в герметичной кабине высотного самолета. Компрессор одноступенчатый, холодопроизводительностью около 50 000 *вт*, при $t_0 = +5^\circ \text{C}$ и $t_k = +60^\circ \text{C}$ для фреона-12. Такая малая производительность при одноступенчатом исполнении компрессора достигнута за счет высокого числа оборотов — 89 500 в минуту и малых геометрических размеров рабочего колеса. Рабочее колесо выполнено из алюминиевого сплава, диаметром 49,8 мм, массой 0,01575 кг. Масса ротора — 0,250 кг: Окружная скорость рабочего колеса составляет 250 м/сек.

Компрессор приводится в действие воздушной радиальной турбиной мощностью 18 *квт*, установленной с ним на одном валу. Сжатый воздух подается в турбину от компрессора газотурбинного двигателя.

Холодильные турбокомпрессоры имеют следующие преимущества перед поршневыми компрессорами:

1) меньшая масса и габариты машины; при одинаковой (особенно при большой) холодопроизводительности масса турбокомпрессора вместе с редуктором в 5—8 раз меньше поршневой машины;

2) простота устройства, надежность в работе, почти полное отсутствие износа и долговечность; турбокомпрессор не имеет клапанов, коленчатого вала, шатуна, шатунных болтов и других деталей, часто приводящих к аварии поршневой компрессор;

5*

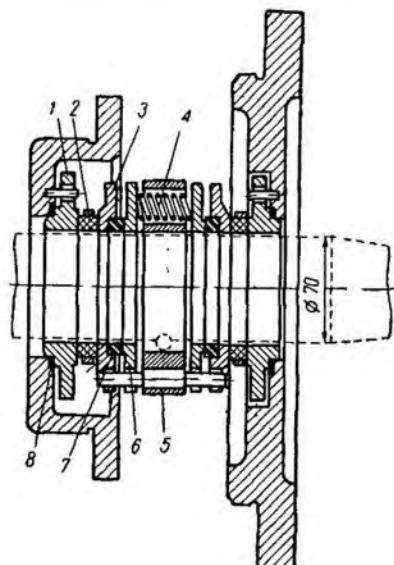


Рис. 70. Графито-металлический сальник турбокомпрессора:

1 — кольцо неподвижное; 2 — кольцо уплотнительное графитовое; 3 — кольцо подвижное; 4 — пружина; 5 — обойма; 6 — диск; 7 — кольцо уплотнительное резиновое; 8 — прокладка резиновая

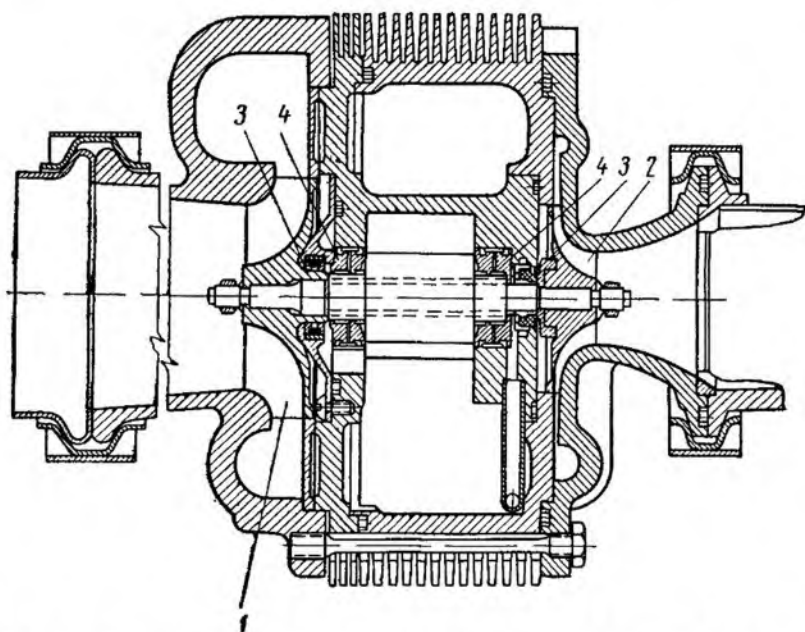


Рис. 71. Высокооборотный фреоновый компрессор с приводом от воздушной турбины:

1 — колесо воздушной турбины; 2 — колесо фреонового компрессора; 3 — уплотнение вала; 4 — подшипники

3) возможность непосредственного соединения с высокооборотным двигателем, что приводит к компактности агрегата и повышению его к. п. д.;

4) высокая уравновешенность машины, отсутствие инерционных сил при его работе, легкие фундаменты, которые служат лишь опорами. Часто турбокомпрессор устанавливают непосредственно на аппаратах;

5) равномерность потока холодильного агента, выходящего из машины, и отсутствие в нем смазочного масла, что повышает коэффициент теплоотдачи в холодильных аппаратах;

6) удобное осуществление многоступенчатого сжатия и дросселирования с подводом пара к промежуточным колесам компрессора, вследствие чего можно легко получить несколько температур кипения в отдельных испарителях.

Недостатками турбокомпрессоров являются несколько меньшие к. п. д. при небольших и средних холодопроизводительностях и необходимость в повышающей передаче (редукторе), если в качестве привода используют электродвигатель нормальной частоты (50 гц).

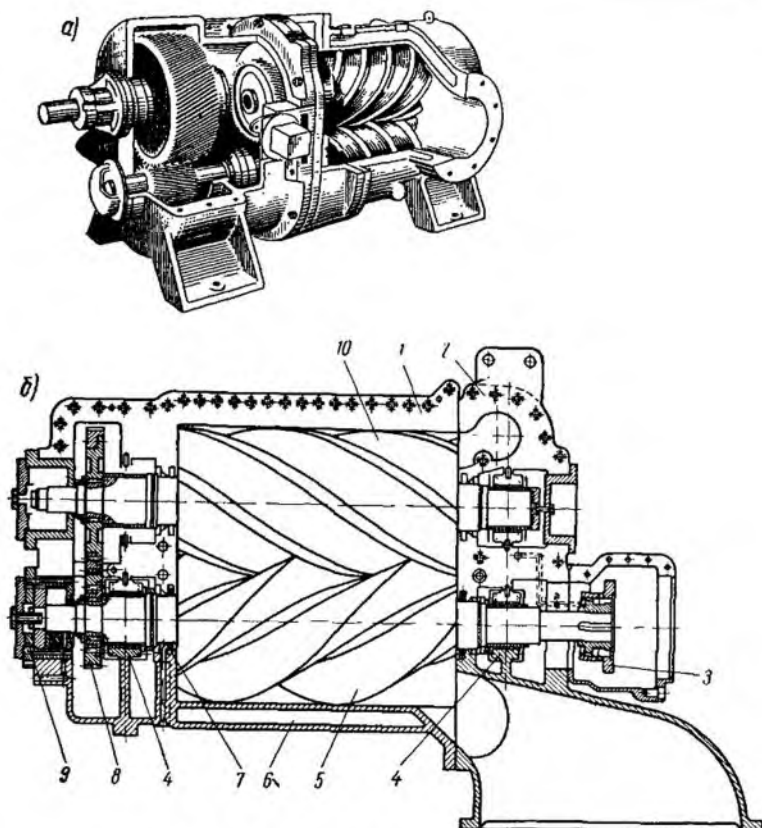


Рис. 72. Винтовой компрессор:

а — общий вид; б — разрез: 1 — корпус; 2 — крышка; 3 — муфта; 4 — опорные подшипники; 5 — ведущий ротор; 6 — охлаждающая рубашка; 7 — уплотнительное кольцо; 8 — синхронизирующие шестерни; 9 — упорный подшипник; 10 — ведомый ротор

§ 28. ВИНТОВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Винтовые компрессоры являются одним из новых типов компрессорных машин. Наибольшее развитие они получили в Швеции, где были предложены проф. Лисхольмом.

Конструкция винтового компрессора показана на рис. 72. Основные ее элементы следующие: корпус 1 и два ротора с зубчато-винтовыми лопастями, один из которых ведущий, другой ведомый. Ведущий ротор 5 соединен с двигателем муфтой 3, ведомый ротор 10 приводится во вращение давлением газа, сжимаемого в рабочих

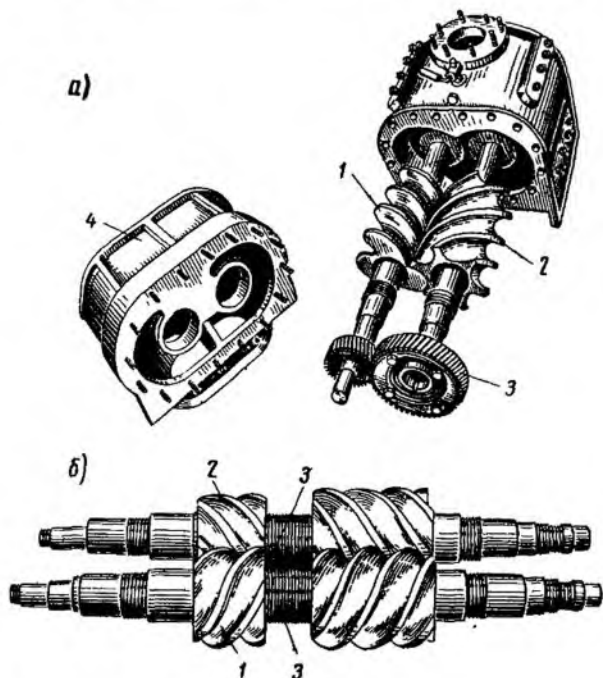


Рис. 73. Роторы винтового компрессора:

а — одноступенчатого: 1 — ведущий ротор; 2 — ведомый ротор; 3 — синхронизирующие шестерни; 4 — корпус; *б* — двухступенчатого: 1 — ведущий ротор; 2 — ведомый ротор; 3 — лабиринтное уплотнение

полостях. При вращении роторов профили зубьев взаимно обкатываются, не соприкасаясь друг с другом. Обкатка без соприкосновения поверхностей роторов достигается точным выполнением профилей зубьев и наличием синхронизирующей пары шестерен 8, которая сохраняет валы роторов на определенном расстоянии друг от друга вследствие одинаковой угловой скорости их вращения, обеспечивая минимальные зазоры между профилями роторов, а также их кромками и расточкой корпуса (не более 0,001 диаметра ведущего ротора). Так как в полости сжатия отсутствует трение металлических частей, смазка в нее не подается.

Вал опирается на два опорных подшипника скольжения 4 в виде бронзовых втулок и один упорный сегментный подшипник 9, причем для предотвращения попадания масла из подшипников в полость сжатия они помещены в камерах, отделенных от полости сжатия уплотнительными кольцами 7 из графита или пластических материалов. Для отвода тепла корпус винтового компрессора снабжен водяной охлаждающей рубашкой 6. Роторы выполняют с раз-

личными комбинациями чисел зубьев на ведущем и ведомом роторах. Наиболее распространенная комбинация чисел 4÷6, т. е. на ведущем роторе 4 зуба, на ведомом — 6.

На рис. 72, а показан винтовой холодильный компрессор фирмы Хоуден производительностью до $0,834 \text{ м}^3/\text{сек}$ ($3000 \text{ м}^3/\text{ч}$) и мощностью до 380 квт , приспособленный для работы на аммиаке, фреоне-12 и фреоне-22. Его холодопроизводительность при работе на аммиаке — $179,5 \text{ тыс. вт}$ при $t_0 = -40^\circ \text{C}$. Длина компрессора — 1370 мм , высота — 560 мм .

Винтовые компрессоры выполняют не только одноступенчатыми, но и двухступенчатыми. Роторы одноступенчатого и двухступенчатого компрессоров показаны на рис. 73. Их изготавливают из обычных конструкционных углеродистых сталей или чугуна высоких марок. Корпусы чугунные.

Газ сжимается в полостях, образуемых стенкой корпуса и винтовыми впадинами ведущего и ведомого роторов, следующим образом. Винтовые впадины роторов заполняются всасываемым газом в то время, когда они проходят мимо всасывающего окна, расположенного в торцевой стенке корпуса. При дальнейшем вращении роторов полость, заполненная газом, отсекается от всасывающего окна, и газ оказывается заключенным в замкнутом объеме, ограниченном стенками корпуса и поверхностями впадин ротора. При дальнейшем вращении зубья одного ротора входят во впадины зубьев другого ротора, что приводит к уменьшению объема, занимаемого газом в каждой из полостей, и, следовательно, к сжатию газа. Степень сжатия газа зависит от соотношения чисел зубьев. Применяют следующие соотношения чисел: 4 : 6, 3 : 3, 3 : 4, 4 : 4, а для наиболее высоких степеней сжатия — 6 : 8. Нагнетание газа происходит, когда впадины, в которых заключен газ, сообщаются с нагнетательным окном, расположенным с другой торцевой стенки корпуса. Наличие нескольких впадин и винтовое расположение их на роторах обеспечивают непрерывность подачи газа.

Применение винтовых компрессоров в холодильной технике имеет большие перспективы наряду с центробежными компрессорами, так как они могут изготавливаться любой холодопроизводительности: от 11 630 до нескольких млн. *вт*. Такие компрессоры имеют следующие достоинства: габариты и массу, меньшие по сравнению с поршневыми и ротационными компрессорами, высокие коэффициенты полезного действия вследствие отсутствия клапанов и трения в полости сжатия газа, большую эксплуатационную надежность, отсутствие масла в полости сжатия, что улучшает условия работы теплообменных аппаратов; вследствие отсутствия инерционных усилий не требуется устройства тяжелых фундаментов. Недостатком винтовых компрессоров является необходимость большого числа оборотов (более 3000 в минуту), следовательно, требуется применять повышающую передачу.

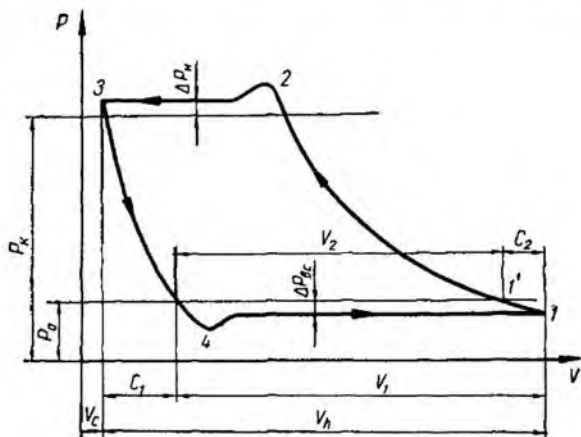


Рис. 74. Действительная индикаторная диаграмма компрессора

§ 29. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

На рис. 4, а показана индикаторная диаграмма идеального, или теоретического, компрессора. В идеальном компрессоре нет «мертвого» пространства, трения в движущихся частях, отсутствуют клапаны, а следовательно, и потери давления, температура всасываемого пара равна температуре стенок, значит, нет вредного теплообмена. Давление всасывания постоянно и равно давлению кипения, а постоянное давление нагнетания равно давлению конденсации (см. § 7).

Действительный рабочий процесс компрессора отличается от идеального наличием расширения пара из мертвого пространства, гидравлического сопротивления всасывающих и нагнетательных клапанов, теплообмена пара со стенками цилиндра, неплотностей, а также трения в трущихся частях компрессора.

Все эти факторы уменьшают производительность компрессора и увеличивают затраты работы, а мертвое пространство и клапаны изменяют его индикаторную диаграмму (рис. 74). При наличии мертвого пространства (зазор между поршнем и крышкой, а также в клапанах) процесс нагнетания сжатых паров заканчивается в точке 3. В мертвом пространстве остаются сжатые пары, которые при обратном ходе поршня расширяются в процессе 3—4 до давления, несколько меньшего, чем давление в испарителе p_0 . Минимальное давление пара в точке 4 характеризует момент открывания всасывающего клапана, затем давление повышается и происходит про-

цесс всасывания пара 4—1. Когда всасывающий клапан закроется, начинается процесс сжатия пара 1—2 до давления, несколько большего, чем давление в конденсаторе. Максимальное давление в точке 2 характеризует момент открывания нагнетательного клапана и начало процесса нагнетания 2—3.

§ 30. ОБЪЕМНЫЕ ПОТЕРИ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА КОМПРЕССОРА

1. Мертвое пространство

При наличии мертвого пространства объем пара, засасываемого компрессором в единицу времени, уменьшается на количество пара, расширившегося из мертвого пространства (отрезок C_1). Поэтому мертвое пространство называется также вредным. Объемные потери, вызванные обратным расширением пара, учитываются *объемным коэффициентом* λ_c :

$$\lambda_c = \frac{V_1}{V_h}, \quad (33)$$

где V_h — объем, описываемый поршнем, $m^3/сек$;

V_1 — объем пара, засасываемого компрессором при наличии мертвого пространства, $m^3/сек$.

Объемный коэффициент λ_c может быть вычислен по формуле

$$\lambda_c = 1 - c \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]. \quad (33a)$$

Выражение (33a) показывает, что объемный коэффициент λ_c зависит от относительного мертвого пространства c , отношения давлений $\frac{p_k}{p_0}$ и показателя политропического расширения n . Поэтому нужно стремиться к уменьшению мертвого пространства и к снижению $\frac{p_k}{p_0}$. Значение n для аммиачных компрессоров принимают равным 1,1, для фреоновых — 1,0. Показатель n меньше показателя адиабатического расширения из-за теплообмена со стенками цилиндра, в результате которого линия 3—4 более пологая, чем адиабата. Особенно возрастают объемные потери при влажном ходе компрессора, так как попавшие в цилиндр частицы жидкости испаряются в процессе обратного расширения, занимая некоторую часть объема цилиндра.

2. Сопротивление при всасывании и нагнетании

Снижение давления всасывания и повышение давления нагнетания происходит вследствие необходимости преодолевать усилие пружин клапанов или сил инерции пластины всасывающего клапана.

Понижение давления приводит к уменьшению плотности всасываемого пара и соответственно его количества. Эта потеря изображена отрезком C_2 , на протяжении которого происходит сжатие пара в цилиндре до давления кипения p_0 (точка I'). Величина отрезка C_2 увеличивается с понижением давления всасывания и зависит от конструкции клапанов и каналов в цилиндре.

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

$$\lambda_{др} = \frac{V_2}{V_1}, \quad (34)$$

где V_2 — объем пара, засасываемого компрессором при наличии вредного пространства и сопротивления в клапанах, $m^3/сек$.

Объемные потери C_1 и C_2 учитывают индикаторным коэффициентом подачи λ_I , равным произведению двух коэффициентов:

$$\lambda_I = \lambda_c \lambda_{др} = \frac{V_1}{V_h} \cdot \frac{V_2}{V_1} = \frac{V_2}{V_h}. \quad (35)$$

С учетом депрессии при всасывании $\Delta p_{вс}$ и при нагнетании $\Delta p_{нагн}$ индикаторный коэффициент подачи можно определять по приближенной формуле:

$$\lambda_I = \frac{p_0 - \Delta p_{вс}}{p_0} - c \left[\left(\frac{p_k + \Delta p_{нагн}}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{p_0 - \Delta p_{вс}}{p_0} \right], \quad (35a)$$

где

$$\Delta p_{вс} = \Delta p_{нагн} = 5 - 10 \text{ кН/м}^2.$$

3. Теплообмен пара со стенками цилиндра

В действительном процессе компрессора стенки цилиндра имеют более высокую температуру, чем всасываемый пар, поэтому пар во время всасывания подогревается и его удельный объем увеличивается, а следовательно, уменьшается весовое количество пара, поступающего в единицу времени в цилиндр компрессора. Потери, вызванные теплообменом, учитывают коэффициентом подогрева λ_w , равным отношению удельного объема пара до процесса всасывания к удельному объему пара в цилиндре после всасывания.

Коэффициент подогрева λ_w не может быть определен по индикаторной диаграмме, так как он учитывает потери объема в результате изменения массы пара. Такие потери называют «невидимыми» в отличие от «видимых» потерь, которые учитывают индикаторным коэффициентом подачи λ_i и определяют по индикаторной диаграмме.

Коэффициент подогрева λ_w зависит от отношения давлений $\frac{P_k}{P_0}$: чем больше это отношение, тем выше температура пара в конце сжатия, а следовательно, и более интенсивно происходит теплообмен. В прямоточных компрессорах λ_w больше, чем в непрямоточных, так как в последних всасывание и нагнетание происходит через общую плиту сверху и теплообмен больше. При работе влажным ходом теплообмен между стенками цилиндра и паром более интенсивен по сравнению с сухим ходом.

Примерное значение λ_w в аммиачных прямоточных компрессорах указано на рис. 75.

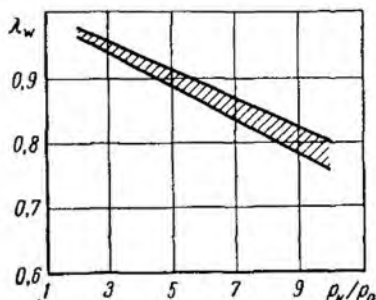


Рис. 75. Значения λ_w для аммиачных прямоточных компрессоров

4. Неплотности в цилиндре компрессора

При работе компрессора неизбежны утечки пара через неплотности в поршневых кольцах, сальниках и клапанах, которые учитывают коэффициентом плотности ($\lambda_{пл}$). Этот коэффициент дает некоторый запас производительности компрессора. При проектировании принимают $\lambda_{пл}=0,96-0,98$. λ_w и $\lambda_{пл}$ учитывают «невидимые» потери компрессора. И. И. Левин предложил определять произведение

$$\lambda_w \lambda_{пл} = \lambda_{w'} \quad (36)$$

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

$$\lambda_{w'} = \frac{T_0}{T_k + 26}, \quad (36a)$$

для вертикальных прямоточных

$$\lambda_{w'} = \frac{T_0}{T_k}, \quad (36б)$$

где T_0 и T_k — абсолютные температуры кипения и конденсации; 26 — эмпирический коэффициент.

5. Коэффициент подачи компрессора

Все объемные потери действительного процесса компрессора учитывают коэффициентом подачи (λ). Коэффициентом подачи называется отношение действительного объема пара, засасываемого компрессором $V_d \text{ м}^3/\text{сек}$, к объему, описанному поршнем, $V_h \text{ м}^3/\text{сек}$,

$$\lambda = \frac{V_d}{V_h} = \frac{G_d}{G_h}, \quad (37)$$

где G_d — действительная масса пара, $\text{кг}/\text{сек}$;

G_h — масса, соответствующая полному заполнению часового объема, описанного поршнем компрессора ($V_h \text{ м}^3/\text{сек}$), паром с удельным объемом $v_1 \text{ м}^3/\text{кг}$ перед всасывающим штуцером, $\text{кг}/\text{сек}$.

Коэффициент подачи λ определяют, как произведение четырех коэффициентов:

$$\lambda = \lambda_c \lambda_{др} \lambda_{ш} \lambda_{пл}. \quad (38)$$

Подставляя в выражение (38) выражения (35) и (36), получим

$$\lambda = \lambda_l \lambda_{ш}.$$

Коэффициент подачи аммиачных вертикальных и У-образных компрессоров с охлаждающими рубашками можно примерно определить по формуле И. Баддылькеса:

$$\lg \lambda = (0,012 + 0,437 c) \left(1 - \frac{p_k}{p_0} \right) \quad (39)$$

или по графикам на рис. 76.

§ 31. ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КОМПРЕССОРА

Количество тепла, которое холодильная машина отнимает от охлаждаемой среды в течение часа, называется *холодопроизводительностью машины* или *компрессора*. В системе СИ единицей измерения холодопроизводительности является ватт (*вт*), т. е. тепло в *джоулях*, отнимаемое в секунду:

$$1 \text{ вт} = 1 \text{ дж}/\text{сек}; \quad 1 \text{ ккал}/\text{ч} = 1,163 \text{ вт}.$$

А так как

$$Q_0 = q_0 G_d. \quad (40)$$

$$q_0 = q_v v_1, \quad (40a)$$

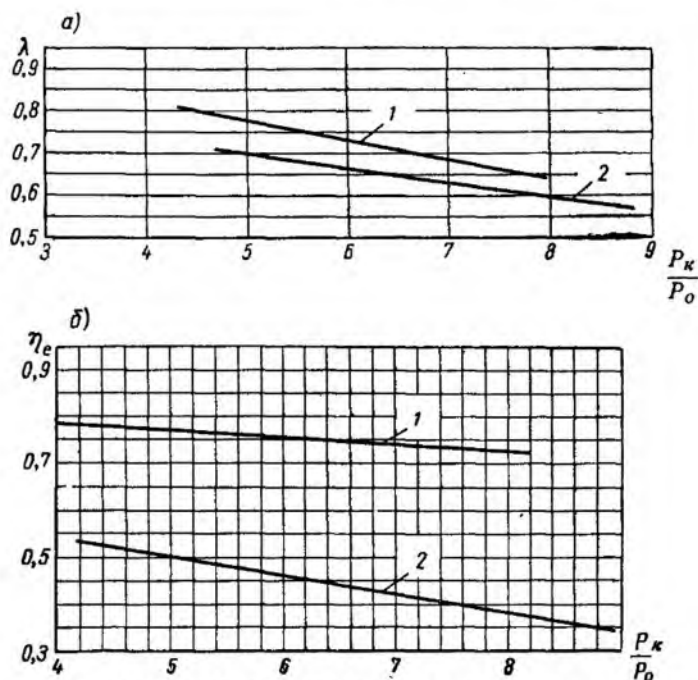


Рис. 76. Коэффициенты компрессоров:

a — коэффициенты подачи λ для аммиачных поршневых АУ-200 (1) и ротационных РАБ-300 (2) компрессоров; *б* — эффективные к.п.д. η_e для аммиачных поршневых АУ-200 (1) и ротационных РАБ-300 (2) компрессоров

то

$$Q_0 = q_v v_1 G_d.$$

Заменяв $G_d v_1$ на V_d , получим

$$Q_0 = q_v V_d. \quad (40б)$$

Действительный объем V_d можно выразить через объем, описываемый поршнем V_h :

$$V_d = V_h \lambda.$$

Тогда

$$Q_0 = q_v V_h \lambda. \quad (40в)$$

Выражение (40в) показывает, что холодопроизводительность холодильной машины зависит от условий работы и размеров компрессора, а также от факторов, описанных в § 30.

Сравнительные температуры

Так как холодопроизводительность компрессора зависит от условий его работы, то для сравнения компрессоров необходимо их холодопроизводительность определять при одинаковых условиях, которые зависят от четырех сравнительных температур: кипения t_0 , конденсации t_k , перед регулирующим вентилем t_n , всасывания $t_{вс}$.

В табл. 12 приведены группы сравнительных температур компрессоров различных назначений¹.

Таблица 12
Группы сравнительных температур, принятых в СССР

Группа	$t_0, ^\circ\text{C}$	$t_{вс}, ^\circ\text{C}$	$t_k, ^\circ\text{C}$	$t_n, ^\circ\text{C}$	Группа	$t_0, ^\circ\text{C}$	$t_{вс}, ^\circ\text{C}$	$t_k, ^\circ\text{C}$	$t_n, ^\circ\text{C}$
—	-10	-10	+25	+15	V	-50	-30	+30	+25
I	-15	-10	+30	+25	VI	-65	-40	+30	+25
II	-15	+15	+30	+25	VII	-35	-20	-5	-5
III	+5	+15	+35	+30	VIII	-50	-30	-20	-20
IV	-35	-20	+30	+25					

Первой в таблице помещена группа нормальных температур ($t_0 = -10^\circ\text{C}$), которая была широко распространена в СССР и в Европе, но в настоящее время почти не применяется.

Для сравнения аммиачных одноступенчатых компрессоров широко применяют I группу, называемую группой «стандартных» температур. Сравнительные температуры группы II («стандартные» фреоновые) и группы III (плюсовые фреоновые) используют для одноступенчатых фреоновых компрессоров, группы IV—VI — для двухступенчатых аммиачных компрессоров, группы VII и VIII — для поджимающих аммиачных компрессоров.

Температуры групп I и II предусмотрены ГОСТ 6492—53, остальные утверждены Всесоюзным научно-исследовательским обществом холодильщиков (ВНИТОХ).

Холодопроизводительность, определенная при «нормальных» или «стандартных» сравнительных температурах, называется «нормальной» $Q_{0\text{ норм}}$ или «стандартной» $Q_{0\text{ станд}}$ холодопроизводительностью.

Холодильные машины практически работают при условиях, отличающихся от сравнительных. Эти условия называются рабочими, а холодопроизводительность, определяемая при рабочих

¹ Вейнберг Б. С. и Лаврова В. В. Методы испытаний компрессионных холодильных машин. М., Пищепромиздат, 1953.

условиях, называется рабочей холодопроизводительностью и обозначается Q_0 .

Зная формулу для определения холодопроизводительности, можно определить холодопроизводительность при любых условиях: для рабочих условий

$$Q_0 = q_v V_h \lambda;$$

для стандартных условий

$$Q_{0 \text{ ст}} = q_{v \text{ ст}} V_h \lambda_{\text{ст}}.$$

Разделив Q_0 на $Q_{0 \text{ ст}}$, получим:

$$\frac{Q_0}{Q_{0 \text{ ст}}} = \frac{q_v \lambda}{q_{v \text{ ст}} \lambda_{\text{ст}}},$$

откуда

$$Q_{0 \text{ ст}} = Q_0 \frac{q_{v \text{ ст}} \lambda_{\text{ст}}}{q_v \lambda}. \quad (41)$$

§ 32. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ И МОЩНОСТЬ КОМПРЕССОРА

В теоретическом процессе сжатие пара в компрессоре совершается адиабатически и затрата мощности на сжатие G_d кг/сек пара равна

$$N_a = G_d (i_2 - i_1). \quad (42)$$

Затрата мощности в действительном процессе отличается от теоретической вследствие имеющих потерь. Мощность, затраченную на сжатие пара в действительном процессе, определяют по индикаторной диаграмме и называют индикаторной (N_i). Площадь индикаторной диаграммы (рис. 75) выражает мощность за один оборот вала компрессора. Зная площадь индикаторной диаграммы F_i , выраженную с учетом масштабов по осям координат в $\text{дж}/\text{м}^2$, площадь поршня F_m и число оборотов вала n в секунду, можно найти индикаторную мощность:

$$N_i = F_i n F. \quad (43)$$

Площадь индикаторной диаграммы можно определить, как произведение хода поршня S_m на среднее индикаторное давление p_i [$\text{н}/\text{м}^2$],

$$F_i = S p_i. \quad (44)$$

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

Подставляя равенство (44) в выражение (43), получим:

$$N_i = S n p_i F, \quad (45)$$

так как $S n F = V_h \text{ м}^3/\text{сек}$,

$$N_i = V_h p_i. \quad (45a)$$

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

$$N_e = N_i + N_{тр}. \quad (46)$$

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

$$N_{тр} = V_h P_{тр}, \quad (47)$$

где $P_{тр}$ — удельное давление трения; для бескрейцкопфных прямооточных аммиачных машин оно составляет (49—69) $\text{кн}/\text{м}^2$, для фреоновых прямооточных — (39—59) $\text{кн}/\text{м}^2$, непрямоточных — (19—34) $\text{кн}/\text{м}^2$.

Соотношение между теоретической мощностью и индикаторной или эффективной устанавливают с помощью энергетических коэффициентов.

Индикаторным коэффициентом полезного действия η_i называется отношение теоретической мощности к индикаторной:

$$\eta_i = \frac{N_a}{N_i}. \quad (48)$$

Индикаторный к. п. д. компрессора связан с коэффициентом невидимых потерь λ_w' , так как затрата работы на сжатие 1 кг пара возрастает с повышением температуры начала сжатия. Он должен быть ниже коэффициента подогрева, так как в действительном компрессоре работа возрастает от сопротивления в клапанах и утечек. Обычно он бывает несколько больше коэффициента подачи. Индикаторный к.-п. д. можно определить по формуле И. И. Левина:

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

где t_0 — температура кипения с соответствующим знаком;

b — эмпирический коэффициент; для аммиачных горизонтальных машин он составляет 0,002, для вертикальных — 0,001, фреоновых вертикальных — 0,0025.

Механическим коэффициентом полезного действия η_m называется отношение индикаторной мощности к эффективной:

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_e}. \quad (49)$$

Механический к. п. д. зависит от конструктивных особенностей, режима работы, качества монтажа и состояния компрессора.

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

$$N_{дв} = \frac{N_e}{\eta_n}, \quad (50)$$

где η_n — коэффициент полезного действия передачи, равный 0,96—0,99.

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

Эффективным коэффициентом полезного действия называется отношение теоретической мощности к эффективной мощности:

$$\eta_e = \frac{N_a}{N_e} = \eta_n \eta_m. \quad (51)$$

Энергетические коэффициенты поршневых компрессоров по опытным данным приведены в табл. 13 и на рис. 76, б.

Таблица 13

Энергетические коэффициенты поршневых компрессоров

Компрессоры	Холодопроизводительность, от (ккал/ч)	η_i	η_m	η_e
Вертикальные:				
средние . . .	232600—350000 (200000—300000)	0,79—0,81	0,82—0,89	0,65—0,72
крупные . . .	1163000—2326000 (1000000—2000000)	0,81—0,84	0,88—0,92	0,71—0,77
Горизонтальные:				
средние . . .	232600—465000 (200000—400000)	0,74—0,76	0,8—0,88	0,59—0,67
крупные . . .	1750000—2326000 (1500000—2000000)	0,81—0,82	0,85—0,91	0,69—1,75

Удельные показатели компрессора

Удельной индикаторной холодопроизводительностью компрессора называется отношение его холодопроизводительности Q_0 к индикаторной мощности:

$$K_i = \frac{Q_0}{N_i}. \quad (52)$$

Эффективная удельная холодопроизводительность

$$K_e = \frac{Q_0}{N_e} = \gamma_m K_t. \quad (52a)$$

Она является основной величиной, характеризующей экономичность компрессора.

§ 33. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ И ПОДБОР ОДНОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА

При проектировании холодильных установок обычно задается холодопроизводительность и режим работы машины. Для подбора компрессоров нужно найти объем, описанный поршнем, мощность двигателя и удельные показатели.

Тепловой расчет компрессора ведут в следующем порядке. Строят цикл в диаграмме $s-T$ или $i-lg p$ (см. рис. 17, б и в) и, пользуясь диаграммами и таблицами для сухих насыщенных паров, определяют необходимые параметры узловых точек.

1. Холодопроизводительность 1 кг холодильного агента

$$q_0 = i_1 - i_4.$$

2. Действительная масса всасываемого пара

$$G_d = \frac{Q_0}{q_0}.$$

3. Действительный объем всасывания

$$V_d = G_d v_1,$$

где v_1 — удельный объем пара в точке 1'.

4. Индикаторный коэффициент подачи

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

5. Коэффициент невидимых потерь для вертикальных компрессоров

$$\lambda_{w'} = \frac{T_0}{T};$$

для горизонтальных компрессоров

$$\lambda_{w'} = \frac{T_0}{T+26}.$$

6. Коэффициент подачи компрессора

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

7. Объем, описываемый поршнем,

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

8. Объемная холодопроизводительность в рабочих условиях

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}.$$

9. Объемная холодопроизводительность в стандартных условиях

$$q_{v \text{ ст}} = \frac{q_0 \text{ ст}}{v_{1 \text{ ст}}}.$$

10. Коэффициент подачи компрессора в стандартных условиях

$$\lambda_{\text{ст}} = \lambda_{i \text{ ст}} \lambda_{w' \text{ ст}}.$$

11. Стандартная холодопроизводительность

$$Q_0 \text{ ст} = Q_0 \frac{q_{v \text{ ст}} \lambda_{\text{ст}}}{q_v \lambda}.$$

12. Адиабатическая мощность

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

13. Индикаторный коэффициент полезного действия

$$\eta_i = \lambda_{w'} + b t_0.$$

14. Индикаторная мощность

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

15. Мощность трения

$$N_{\text{тр}} = V_h \rho_{\text{тр}}.$$

16. Эффективная мощность

$$N_e = N_i + N_{\text{тр}}.$$

17. Мощность на валу двигателя

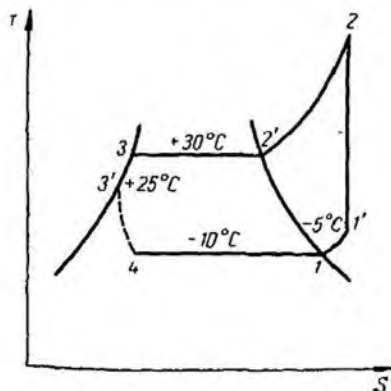
$$N_{\text{дв}} = \frac{N_e}{\eta_n}.$$

18. Эффективная удельная холодопроизводительность

$$K_e = \frac{Q_0}{N_e}.$$

19. Тепло, отнимаемое от холодильного агента в конденсаторе,

$$Q_k = G_d (i_2 - i_3').$$



Пример. Произвести тепловой расчет аммиачного бескрейцкопфного компрессора и подобрать его для холодильной установки, если

$$Q_0 = 232600 \text{ вт (200 000 ккал/ч)}, t_0 = -10^\circ\text{C}, t_k = +30^\circ\text{C}, t_n = +25^\circ\text{C}, t_{вс} = -5^\circ\text{C}, c = 5\%.$$

Рис. 77. Цикл холодильной машины с одноступенчатым компрессором в диаграмме $s-T$

На рис. 77 изображен цикл в диаграмме $s-T$. Определяем параметры точек, необходимые для расчета.

Давление, ат (кн/м ²)		Энтальпия, ккал/кг (кдж/кг)			Удельный объем
p_0	p_k	$i_{1'}$	i_2	$i_{3'} = i_4$	$v_{1'}$, м ³ /кг
2,96 (290)	11,89 (1150)	402 (1680)	450 (1880)	128 (535)	0,42

Решение

1. Удельная холодопроизводительность 1 кг аммиака

$$q_0 = i_{1'} - i_4 = 1680 - 535 = 1145 \text{ кдж/кг.}$$

2. Действительная масса всасываемого пара

$$G_d = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{232600}{1145 \cdot 10^3} = 0,204 \text{ кг/сек.}$$

3. Действительный объем всасывания

$$V_d = G_d v_{1'} = 0,204 \cdot 0,42 = 0,0857 \text{ м}^3/\text{сек (307 м}^3/\text{ч).}$$

4. Индикаторный коэффициент подачи

$$\lambda_i = \frac{p_0 - \Delta p_{вс}}{p_0} - c \left(\frac{p_k + \Delta p_{нагн}}{p_0} - \frac{p_0 - \Delta p_{вс}}{p_0} \right) =$$

$$= \frac{290 - 10}{290} - 0,05 \left(\frac{1150 + 10}{290} - \frac{290 - 10}{290} \right) = 0,82.$$

5. Коэффициент невидимых потерь

$$\lambda_{w'} = \frac{T_0}{T} = \frac{273 - 10}{273 + 30} = 0,87.$$

6. Коэффициент подачи компрессора

$$\lambda = \lambda_i \lambda_{w'} = 0,82 \cdot 0,87 = 0,712.$$

7. Объем, описываемый поршнем,

$$V_h = \frac{V_q}{\lambda} = \frac{0,0857}{0,712} = 0,12 \text{ м}^3/\text{сек} \text{ (432 м}^3/\text{ч)}.$$

8. Объемная холодопроизводительность в рабочих условиях

$$q_v = \frac{q_0}{v_1'} = \frac{1145}{0,42} = 2750 \text{ кдж/м}^3.$$

9. Объемная холодопроизводительность в стандартных условиях

$$q_{v \text{ ст}} = \frac{q_0 \text{ ст}}{v_1'} = 2190 \text{ кдж/м}^3.$$

10. Коэффициент подачи компрессора в стандартных условиях

$$\lambda_{\text{ст}} = \lambda_{i \text{ ст}} \cdot \lambda_{w' \text{ ст}} = \left[\frac{240 - 10}{240} - 0,05 \left(\frac{1150 + 10}{240} - \frac{240 - 10}{240} \right) \right] \left(\frac{273 - 15}{273 + 30} \right) = \\ = 0,764 \cdot 0,855 = 0,65.$$

11. Стандартная холодопроизводительность

$$Q_0 \text{ ст} = Q_0 \frac{q_{v \text{ ст}} \lambda_{\text{ст}}}{q_v \lambda} = 232 \text{ 600} \frac{2190 \cdot 10^3 \cdot 0,65}{2750 \cdot 10^3 \cdot 0,712} = \\ = 170 \text{ 000 вт (146 000 ст. ккал/ч)}.$$

12. Адиабатическая мощность

$$N_a = G_d (i_2 - i_1') = 0,204 (1880 - 1680) = 40,8 \text{ квт}.$$

13. Индикаторный коэффициент полезного действия

$$\eta_i = \lambda_{w'} + b t_0 = 0,87 + 0,001 (-10) = 0,86.$$

14. Индикаторная мощность

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} = \frac{40,8}{0,86} = 47,7 \text{ квт}.$$

15. Мощность трения

$$N_{\text{тр}} = V_h P_{\text{тр}} = 0,12 \cdot 59 = 7,08 \text{ квт}.$$

16. Эффективная мощность

$$N_e = N_i + N_{\text{тр}} = 47,7 + 7,08 = 54,78 \text{ квт}.$$

17. Мощность на валу двигателя

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_e}{\eta_w} = \frac{54,78}{0,96} = 57 \text{ квт}.$$

18. Эффективная удельная холодопроизводительность

$$K_e = \frac{Q_0}{N_e} = \frac{232\,600}{54\,760} = 4,26 \text{ вт/вт (3660 ккал/квт}\cdot\text{ч)}.$$

19. Тепло, отнимаемое от холодильного агента в конденсаторе, т. е. тепловая нагрузка на конденсатор

$$Q_k = G_d (i_2 - i_3) = 0,204 (1880 - 535) \cdot 10^3 = 274\,000 \text{ вт}.$$

По табл. 5 выбираем компрессор марки АУ-150:

$$V_h = 429 \text{ м}^3/\text{ч}; Q_{0 \text{ ст}} = 175\,000 \text{ вт (150\,000 ст. ккал/ч)};$$

$$n = 720 \text{ об/мин}.$$

§ 34. ТЕПЛОВЫЙ РАСЧЕТ И ПОДБОР ДВУХСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА

На практике наиболее распространена схема двухступенчатого сжатия и регулирования с одной температурой кипения и охлаждением жидкости в змеевике промежуточного сосуда. Расчет и подбор компрессоров для такой установки производят следующим образом.

Обычно задаются холодопроизводительностью Q_0 и условиями работы машины t_0 , t_k , t_u , $t_{вс}$. По графику на рис. 24 в зависимости от температуры кипения и конденсации определяют промежуточное давление p_m и строят цикл двухступенчатой машины в диаграммах $s-T$ или $i-lgr$ (рис. 78). По этим диаграммам находят параметры, необходимые для расчета. Расчет ведут отдельно для каждой ступени.

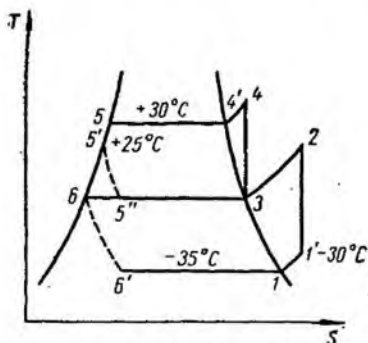


Рис. 78. Цикл холодильной машины с двухступенчатым компрессором в диаграмме $s-T$

1. Расчет ступени низкого давления

1. Холодопроизводительность 1 кг холодильного агента

$$q_0 = i_{1'} - i_{6'}.$$

2. Действительная масса всасываемого пара

$$G_1 = \frac{Q_0}{q_0}.$$

3. Действительный объем всасывания

$$V_d = G_1 v_{1'}.$$

4. Индикаторный коэффициент подачи

$$\lambda_I = \frac{p_0 - \Delta p_{вс}}{p_0} - c \left(\frac{p_m + \Delta p_{нагн}}{p_0} - \frac{p_0 - \Delta p_{вс}}{p_0} \right).$$

5. Коэффициент невидимых потерь

$$\lambda_{w'} = \frac{T_0}{T_m}; \lambda_{w'} = \frac{T_0}{T_m + 26}.$$

6. Коэффициент подачи

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

7. Объем, описываемый поршнем,

$$V_{h \text{ инд}} = \frac{V_d}{\lambda}.$$

8. Адиабатическая мощность

$$N_a = G_1 (i_2 - i_1').$$

9. Индикаторный коэффициент полезного действия

$$\eta_i = \lambda_{w'} + b t_0.$$

10. Индикаторная мощность

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

11. Мощность трения

$$N_{тр} = V_h p_{тр}.$$

12. Эффективная мощность

$$N_e = N_i + N_{тр}.$$

13. Мощность двигателя

$$N_{дв} = \frac{N_e}{\eta_n}.$$

2. Расчет ступени высокого давления

1. Количество жидкости до первого дросселирования, необходимое для промежуточного охлаждения пара,

$$G' = G_1 \frac{i_2 - i_3}{i_3 - i_5'}.$$

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

$$G'' = G_1 \frac{i_5' - i_6}{i_3 - i_6'}.$$

3. Количество пара, засасываемого цилиндром высокого давления,

$$G = G_1 + G' + G''.$$

4. Действительный объем всасывания

$$V_d = Gv_3.$$

5. Индикаторный коэффициент подачи

$$\lambda_l = \frac{p_m - \Delta p_{вс}}{p_m} - c \left(\frac{p_k + \Delta p_{нагн}}{p_m} - \frac{p_m - \Delta p_{вс}}{p_m} \right).$$

6. Коэффициент невидимых потерь

$$\lambda_{w'} = \frac{T_m}{T_k}; \lambda_{w''} = \frac{T_m}{T_k + 26}.$$

7. Коэффициент подачи

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

8. Объем, описываемый поршнем,

$$V_{h \text{ изд}} = \frac{V_d}{\lambda}.$$

9. Адиабатическая мощность

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

10. Индикаторный к.п.д.

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

11. Индикаторная мощность

$$N_l = \frac{N_a}{\eta_i}.$$

12. Мощность трения

$$N_{тр} = V_{h \text{ изд}} \rho_{тр}$$

13. Эффективная мощность

$$N_e = N_l + N_{тр}.$$

14. Мощность двигателя

$$N_{дв} = \frac{N_e}{\eta_n}.$$

Эффективная удельная холодопроизводительность всей двух-ступенчатой машины

$$K_e = \frac{Q_0}{N_{e \text{ цнд}} + N_{e \text{ цнд}}}.$$

Тепловая нагрузка на конденсатор

$$Q_k = G(i_4 - i_{5'}).$$

Пример. Произвести тепловой расчет двухступенчатой аммиачной холодильной машины с бескрейцкопфным компрессором, если $Q_0 = 116300 \text{ вт}$ ($100\,000 \text{ ккал/ч}$); $t_0 = -35^\circ\text{C}$; $t_k = +30^\circ\text{C}$; $t_n = +25^\circ\text{C}$; $t_{\text{вс.цнд}} = -30^\circ\text{C}$. Мертвое пространство для обеих ступеней составляет 5%. Промежуточный сосуд взят со змеевиком.

На рис. 78 показан цикл двухступенчатой холодильной машины в s - T диаграмме, а необходимые параметры даны в таблице.

Энтальпия, ккал/кг (кдж/кг)						Удельный объем, м ³ /кг		Давление, ат (кн/м ²)	
$i_{1'}$	i_2	i_3	i_4	$i_5 = i_{5'}$	$i_6 = i_6'$	$v_{1'}$	v_2	p_0	p_k
393,5 (1640)	439,3 (1870)	400,9 (1710)	439 (1870)	128 (535)	96,7 (405)	1,2	0,32	0,95 (93)	11,89 (1150)

По графику (рис. 24) находим промежуточное давление $p_m = 383 \text{ кн/м}^2 = 3,9 \text{ ат}$, промежуточная температура $t_m = -3^\circ\text{C}$.

Решение

1. Расчет ступени низкого давления

1. Удельная холодопроизводительность 1 кг аммиака

$$q_0 = i_{1'} - i_6 = 1640 - 405 = 1235 \text{ кдж/кг.}$$

2. Действительная масса всасываемого пара

$$G_1 = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{116\,300}{1235 \cdot 10^3} = 0,0945 \text{ кг/сек.}$$

3. Действительный объем всасывания

$$V_d = G_1 v_{1'} = 0,0945 \cdot 1,2 = 0,113 \text{ м/сек (406 м}^3\text{/ч).}$$

4. Индикаторный коэффициент подачи

$$\begin{aligned} \lambda_i &= \frac{p_0 - \Delta p_{\text{вс}}}{p_0} - c \left(\frac{p_m + \Delta p_{\text{нагн}}}{p_0} - \frac{p_0 - \Delta p_{\text{вс}}}{p_0} \right) = \\ &= \frac{93 - 10}{93} - 0,05 \left(\frac{383 + 10}{93} - \frac{93 - 10}{93} \right) = 0,73. \end{aligned}$$

5. Коэффициент невидимых потерь

$$\lambda_{\omega'_{\text{д}}} = \frac{T_0}{T_m} = \frac{273 - 35}{273 - 3} = 0,885.$$

6. Коэффициент подачи

$$\lambda = \lambda_i \lambda_{\omega'_{\text{д}}} = 0,73 \cdot 0,885 = 0,645.$$

7. Объем, описываемый поршнем,

$$V_{h \text{ пнд}} = \frac{V_d}{\lambda} = 0,175 \text{ м}^3/\text{сек} \text{ (631 м}^3/\text{ч)}.$$

8. Адиабатическая мощность

$$N_a = G (t_2 - i_{1'}) = 0,0945 (1870 - 1640) = 21,7 \text{ квт.}$$

9. Индикаторный к.п.д.

$$\eta_i = \lambda_{\omega'} + b t_a = 0,885 + 0,01 (-35) = 0,85.$$

10. Индикаторная мощность

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} = \frac{21,7}{0,85} = 25,5 \text{ квт.}$$

11. Мощность трения

$$N_{\text{тр}} = V_{h \text{ пнд}} p_{\text{тр}} = 0,175 \cdot 59 = 10,3 \text{ квт.}$$

12. Эффективная мощность

$$N_e = N_i + N_{\text{тр}} = 25,5 + 10,3 = 35,8 \text{ квт.}$$

13. Мощность двигателя

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_e}{\eta_n} = \frac{35,8}{0,96} = 37,3 \text{ квт.}$$

2. Расчет ступени высокого давления

1. Количество жидкости, необходимое для промежуточного охлаждения пара,

$$G' = G_1 \frac{i_2 - i_3}{i_3 - i_{5'}},$$

$$G' = 0,0945 \frac{1870 - 1710}{1710 - 535} = 0,013 \text{ кг/сек.}$$

2. Количество жидкости, необходимое для охлаждения жидкости в змеевике,

$$G'' = G_1 \frac{i_{5'} - i_6}{i_3 - i_{5'}} = 0,0945 \frac{535 - 405}{1710 - 535} = 0,0108 \text{ кг/сек.}$$

3. Количество пара, всасываемого цилиндром высокого давления,

$$G = G_1 + G' + G'' = 0,0945 + 0,013 + 0,0108 = 0,118 \text{ кг/сек} \text{ (425 кг/ч)}.$$

4. Действительный объем всасывания

$$V_d = 0,118 \cdot 0,32 = 0,0376 \text{ м}^3/\text{сек}$$

или

$$V_d = G v_3 = 425 \cdot 0,32 = 136 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

5. Индикаторный коэффициент подачи

$$\lambda_i = \frac{p_m + \Delta p_{вс}}{p_m} - c \left(\frac{p_k + \Delta p_{нагн}}{p_m} - \frac{p_m - \Delta p_{вс}}{p_m} \right) =$$

$$= \frac{383 - 10}{383} - 0,05 \left(\frac{1150 + 10}{383} - \frac{383 - 10}{383} \right) = 0,855.$$

6. Коэффициент невидимых потерь

$$\lambda_{w'} = \frac{T_m}{T_k} = \frac{273 - 3}{273 + 30} = 0,895.$$

7. Коэффициент подачи

$$\lambda = \lambda_i \lambda_{w'} = 0,855 \cdot 0,895 = 0,765.$$

8. Объем, описываемый поршнем,

$$V_{h \text{ пвл}} = \frac{V_d}{\lambda} = \frac{0,0376}{0,765} = 0,0495 \text{ м}^3/\text{сек} \text{ (178 м}^3/\text{ч)}.$$

9. Адиабатическая мощность

$$N_a = G (i_4 - i_3) = 0,118 (1870 - 1710) = 18,9 \text{ квт.}$$

10. Индикаторный к.п.д.

$$\eta_i = \lambda_{w'} + b f_m = 0,895 - 0,001 (-3) = 0,892.$$

11. Индикаторная мощность

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} = \frac{18,9}{0,892} = 21,2 \text{ квт.}$$

12. Мощность трения

$$N_{тр} = V_{h \text{ пвл}} p_{тр} = 0,0495 \cdot 59 = 2,92 \text{ квт.}$$

13. Эффективная мощность

$$N_e = N_i + N_{тр} = 21,2 + 2,92 = 24,12 \text{ квт.}$$

14. Мощность двигателя

$$N_{дв} = \frac{N_e}{\eta_n} = \frac{24,12}{0,96} = 25,2 \text{ квт.}$$

15. Эффективная удельная холодопроизводительность

$$K_e = \frac{116 \ 300}{34 \ 700 + 25 \ 200} = 1,905 \text{ вт/вт}$$

или

$$K_e = \frac{Q_0}{N_{e \text{ пвл}} + N_{e \text{ пвл}}} = \frac{100 \ 000}{34,7 + 25,2} = 1680 \text{ ккал/квт} \cdot \text{ч.}$$

16. Тепловая нагрузка на конденсатор

$$Q_k = G (i_4 - i_{5'}) = 0,118 (1870 - 535) \cdot 10^3 = 157\,500 \text{ вт.}$$

По табл. 10 подбираем аммиачный двухступенчатый агрегат марки АДС-45, состоящий из двух компрессоров: 1) компрессора ступени низкого давления — 4БАУ-19, $V_h = 684 \text{ м}^3/\text{ч}$, 2) компрессора ступени высокого давления — АВ-75, $V_h = 214 \text{ м}^3/\text{ч}$ при числе оборотов 720 в минуту. Если разница V_h расчетного и подобранного компрессоров составляет более 10%, то пересчитывают число оборотов.

§ 35. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Основными размерами поршневого компрессора являются D — диаметр цилиндра, S — ход поршня, а основными параметрами — отношение хода поршня к диаметру цилиндра ψ и число оборотов в секунду n .

Основные размеры и параметры компрессора должны обеспечивать заданную производительность и удовлетворять условиям динамики, соответствовать наименьшим объемным и энергетическим потерям при работе.

Объем, описываемый поршнем, для бескрейцкопфного компрессора простого действия определяют по формуле

$$V_h = \frac{\pi D^3}{4} S \cdot zn. \quad (53)$$

Для крейцкопфных компрессоров двойного действия

$$V_h = \frac{\pi}{4} (2D^2 - d^2) Szn, \quad (54)$$

где z — заданное количество цилиндров;

d — диаметр штока, m .

В уравнениях (53) и (54) три неизвестных: D , S , n .

Для решения этих уравнений вводят значение средней скорости поршня c_m , которую определяют по формуле

$$c_m = 2 Sn, \quad (55)$$

откуда

$$Sn = \frac{c_m}{2}. \quad (56)$$

Подставив выражение (56) в уравнение (53), получим

$$V_h = \frac{\pi D^3}{4} \cdot \frac{c_m}{2} \cdot z = 0,392 \cdot D^3 \cdot c_m z \quad (57)$$

или

$$D = \sqrt[3]{\frac{V_h}{0,392 \cdot c_m z}}. \quad (58)$$

Средней скоростью поршня обычно задаются в следующих пределах: для крупных и средних бескрейцкопфных компрессоров — $2,5 \div 4$ м/сек; для крейцкопфных двойного действия — $2 \div 3,5$ м/сек.

На основании анализа конструкций компрессоров принимается следующее отношение хода поршня к диаметру цилиндра $\frac{S}{D} = \psi$:

Герметичные фреоновые малые компрессоры	0,5—0,7
Одноступенчатые бескрейцкопфные компрессоры для Ф-12, Ф-142	0,6—0,8
То же, для аммака, Ф-22, Ф-13 (нижний каскад)	0,8—0,9
Одноступенчатые аммиачные крейцкопфные компрес- соры двойного действия	1—1,5

Задавшись ψ , определяют ход поршня S :

$$S = \psi D. \quad (59)$$

Число оборотов вала определяют из выражения (56):

$$n = \frac{c_m}{2S}.$$

§ 36. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС РОТАЦИОННОГО КОМПРЕССОРА

Рассмотрим рабочий процесс многопластинчатого ротационного компрессора с вращающимся поршнем.

На рис. 79 изображена теоретическая индикаторная диаграмма ротационного компрессора. Когда ячейка разбедняется со всасывающим трубопроводом, начинается сжатие пара — линия ab . При сообщении ячейки с нагнетательным трубопроводом происходит выталкивание пара — линия bc . Сжатый пар, оставшийся в мертвом пространстве, расширяется — линия ce . Затем в точке e начинается процесс всасывания — линия ea . В отличие от компрессора с возвратно-поступательным движением поршня в ротационном компрессоре степень сжатия постоянна, вследствие чего давление в конце сжатия может быть больше или меньше давления конденсации. На рис. 79,б показаны три индикаторные диаграммы рабочего процесса ротационного компрессора: 1 — давление сжатия равно p_k ; 2 — давление сжатия меньше p_k ; 3 — давление сжатия больше p_k .

Теоретический объем пара, который может засосать в минуту ротационный компрессор без учета потерь, выражается формулой

$$V_n = F_1 z l n, \quad (60)$$

где F_1 — максимальная площадь сечения одной ячейки, m^2 ;

z — количество ячеек или пластин;

l — длина ротора, m ;

n — число оборотов в секунду.

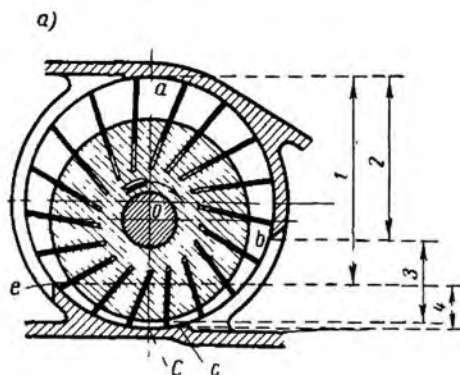
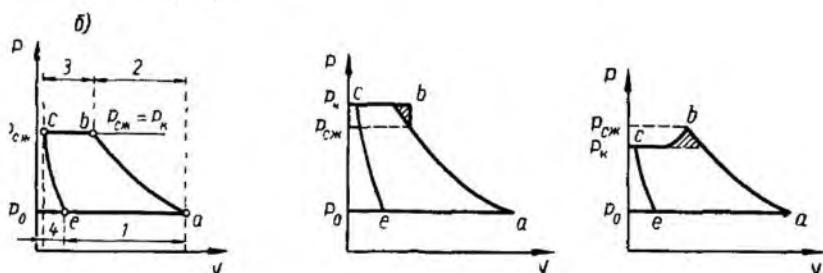


Рис. 79. Рабочий процесс пластинчатого ротационного компрессора:

a — индикаторная диаграмма пластинчатого ротационного компрессора: 1 — всасывание; 2 — сжатие; 3 — нагнетание; 4 — обратное расширение; *b* — возможные процессы сжатия



При достаточно большом количестве пластин формулу можно преобразовать:

$$V_n = \left\{ \frac{\pi}{4} \left[(D + 2e)^2 - d^2 \right] - zt \frac{D - d}{2} \right\} \ln 60, \quad (61)$$

где D — диаметр цилиндра, м;

d — диаметр ротора, м;

e — эксцентриситет (расстояние между осями цилиндра и ротора), м;

t — толщина пластины, м.

Практически соотношения между размерами ротационных пластинчатых компрессоров следующие:

$$\frac{d}{D} = 0,87 \quad (p \text{ до } 245 \text{ кН/м}^2, \text{ или } 2,5 \text{ ат});$$

$$\frac{d}{D} = 0,885 \quad (p \text{ до } 490 \text{ кН/м}^2, \text{ или } 5 \text{ ат});$$

$$\frac{l}{D} = 1,6 + 2,1; \text{ наиболее распространено } 1,8;$$

b — ширина пластины; $b = 0,27R$ ($p = 245 \text{ кН/м}^2$, или $2,5 \text{ ат}$);

$b = 0,22R$ ($p = 490 \text{ кН/м}^2$, или 5 ат), где $R = \frac{D}{2}$;

$$\frac{b}{2e} = 1,9; \quad e = (0,1 \div 0,15) \frac{D}{2}.$$

Толщину t пластин из стали принимают равной 1—3 мм, из пластмассы — 4÷12 мм. Число z пластин принимают от 20 до 30.

Для однопластинчатого компрессора с катящимся ротором

$$V_n = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) l n 60. \quad (62)$$

Объемные потери в ротационных компрессорах учитывают также коэффициент подачи λ .

Действительный объем, засасываемый компрессором

$$V_d = V_n \lambda.$$

Коэффициент подачи λ можно определить по формуле

$$\lambda = 1 + a \frac{p_k}{p_0}, \quad (63)$$

где $a=0,05$ для крупных и 0,1 — для мелких машин. Мощность, затрачиваемую на валу ротационного компрессора, определяют по формуле

$$N_e = \frac{G_d(i_2 - i_1)}{\eta_e},$$

где η_e — эффективный к.п.д. компрессора, который находят по рис. 76,б.

§ 37. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ТУРБОКОМПРЕССОРА

Цикл холодильной машины с центробежным компрессором изображен в диаграммах $s-T$ и $i-lg p$ на рис. 80.

При входе в колесо скорость холодильного агента возрастает до c_0 (вместо $c=0$ в испарителе), а при входе на лопатки — до c_1 , вследствие чего давление и температура агента понижаются, и состояние пара перед лопаткой характеризуется точкой 1. Для предварительных расчетов можно принять:

$$c_0 = (0,3 \div 0,4) a_0,$$

где a_0 — скорость звука в агенте при температуре в точке 0,

$$c_1 = (1,1 \div 1,25) c_0.$$

Действительный процесс сжатия в турбокомпрессоре политропический.

Для определения состояния холодильного агента в конце сжатия (точка 2) проведем сначала линию $s=\text{const}$ из точки 1 до пересечения с линией давления p_k в точке 2_{ад.} При расчете цикла удобно пользоваться адиабатическим коэффициентом $\eta_{ад}$, который

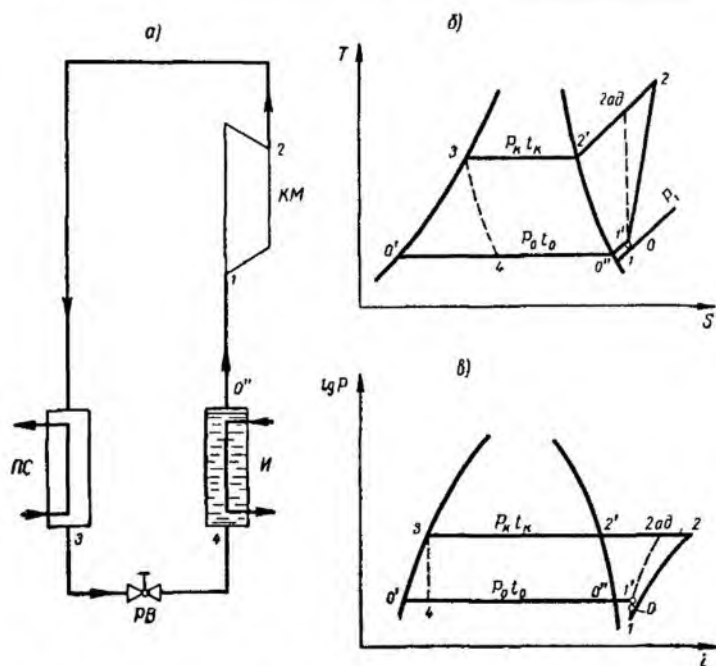


Рис. 80. Холодильная машина с одноступенчатым центробежным компрессором:

а — схема; б — процессы в диаграмме $s-T$; в — процессы в диаграмме $i-\lg p$

представляет собой отношение работы в адиабатическом процессе сжатия $l_{ад}$ к полной работе компрессора l :

$$\eta_{ад} = \frac{l_{ад}}{l} = \frac{i_{2ад} - i_1}{i_2 - i_1}, \quad (64)$$

$$i_2 = i_1 + \frac{i_{2ад} - i_1}{\eta_{ад}}, \quad (64a)$$

$\eta_{ад}$ определяют из соотношения

$$\frac{\eta_{ад}}{\eta_{пол}} = 0,95 \div 0,96,$$

где $\eta_{пол}$ — политропический к.п.д., т.е. отношение работы в политропическом процессе сжатия к полной работе компрессора.

Полная работа турбокомпрессора расходуется на сжатие и перемещение пара, изменение его кинетической энергии и преодоление гидравлических потерь при сжатии.

Обычно $\eta_{ад} = 0,65 \div 0,76$.

По величине энтальпии i_2 устанавливают положение точки 2 на диаграмме $i-lgr$ или $s-T$, температуру в конце сжатия T_2 и полную затрату работы в процессе сжатия:

$$l = i_2 - i_1 = \frac{i_{2ад} - i_1}{\eta_{ад}}.$$

На рис. 80, б и в линия $0''-1'$ изображает перегрев во всасывающем трубопроводе, $1'-1$ — процесс расширения пара, связанный с увеличением его скорости, $1-2$ — процесс сжатия пара в компрессоре, $2-2'$ — сбив перегрева в конденсаторе, $2'-3$ — конденсацию пара, $3-4$ — дросселирование, $4-0''$ — кипение агента в испарителе.

Тепловой расчет турбокомпрессора

При расчете задается холодопроизводительность машины Q_0 , t_0 , t_k , t_u , $t_{вс}$. По известным условиям работы строят цикл в диаграмме $s-T$ или $i-lgr$ и определяют параметры точек, пользуясь которыми производят расчет.

1. Удельная холодопроизводительность 1 кг холодильного агента

$$q_0 = i_{0''} - i_4.$$

2. Затрата работы в цикле

$$l = i_2 - i_1.$$

3. Масса циркулирующего холодильного агента

$$G_d = \frac{Q_0}{q_0}.$$

4. Часовой объем агента по состоянию при выходе из испарителя (без учета перегрева)

$$V = G_d v_{0''},$$

где $v_{0''}$ — удельный объем пара в точке $0''$.

5. Часовой объем агента при входе в колесо (в точке 0)

$$V_0 = G_d v_0 = \frac{V}{R_{v_0}},$$

где

$$R_{v_0} = \frac{v_{0''}}{v_0}.$$

6. Часовой объем агента при входе на лопатки

$$V_1 = G_d v_1 = \frac{V}{R_{v_1}},$$

где

$$R_{v_1} = \frac{v_0^*}{v_1}.$$

При расчете можно принимать $R_{v_0} = R_{v_1} = 0,9 \div 0,95$.

7. Нагрузка на конденсатор

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

8. Мощность компрессора

$$N_e = \frac{G_d l_{ад}}{\eta_{ад} \eta_m} = \frac{G_d l}{\eta_m},$$

где η_m — механический к.п.д.

9. Удельная эффективная холодопроизводительность

$$K_e = \frac{Q_0}{N_e}.$$

Аналогично производят тепловой расчет двухступенчатого центробежного компрессора.

После теплового расчета цикла определяют необходимый напор, окружную скорость и размеры рабочего колеса.

Действительный напор определяют по формуле

$$H = 427 \Delta i_{ад} \frac{\eta_{пол}}{\eta_{ад}}, \quad (65)$$

где

$$\Delta i_{ад} = i_{2ад} - i_1 = l_{ад}.$$

По величине необходимого действительного напора H определяют окружную скорость рабочего колеса:

$$u_2 = \sqrt{\frac{gH}{\psi}}, \quad (66)$$

где ψ — коэффициент напора компрессорных колес, равный $0,45 \div 0,55$.

Колеса обычных центробежных компрессоров по условиям прочности строят для окружных скоростей до 300 м/сек .

Холодильные агенты с высокой молекулярной массой применяют при меньших окружных скоростях. Так, для большинства фреонов u_2 не превышает 200 м/сек .

Диаметр рабочего колеса зависит от холодопроизводительности Q_0 компрессора.

Всасываемый компрессором объем пара

$$V = \frac{\pi}{4} (D_0^* - d_0^*) c_0, \quad (67)$$

откуда

$$D_0 = \sqrt{\frac{4V}{\pi c_0} + d_0^2}. \quad (67a)$$

Обычно принимают (см. рис. 68)

$$d_0 = (0,4 \div 0,6) D_0, \quad D_1 = 1,01 D_0, \quad \frac{D_1}{D_2} = 0,48 \div 0,58.$$

Определив D_2 , можно найти число оборотов n из формулы

$$n = \frac{u_2}{\pi D_2}. \quad (68)$$

Промышленные центробежные компрессоры выпускают с числом оборотов от 3000 до 20 000 в минуту.

Ширину лопатки b определяют из соотношения $\frac{b}{D_2} = 0,04 \div 0,06$. В компрессорных колесах принимают 14—24 лопатки.



ТЕПЛОБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ
УСТАНОВОК

§ 30. ОСНОВЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ХОЛОДИЛЬНЫХ АППАРАТАХ

Теплопередачей называется процесс передачи тепла от тела с большей температурой к телу с меньшей температурой.

Существуют три основных вида передачи тепла: теплопроводность, конвекция и тепловое излучение. Кроме того, тепло может передаваться за счет испарения или конденсации влаги.

Теплопроводность — передача тепла внутри неравномерно нагретого тела от более нагретых частиц к менее нагретым при непосредственном их соприкосновении.

Коэффициент теплопроводности λ — количество тепла, проходящего через 1 м^2 поверхности за 1 сек при разности температур в 1° , отнесенное к 1 м длины нормали к изотермической поверхности:

$$\lambda [\text{вт/м} \cdot \text{град}].$$

Коэффициент теплопроводности характеризует способность данного вещества проводить тепло.

Конвекция — перенос тепловой энергии движущимися частицами жидкости или газа вследствие разницы удельных весов при неодинаковых температурах (свободная конвекция) или в результате принудительного движения (вынужденная конвекция).

Конвекция сопровождается явлениями теплопроводности в тонком пограничном слое, непосредственно прилегающем к теплопередающей поверхности. Процесс конвекционного теплообмена между жидкой или газообразной средой и теплопередающей поверхностью называется *теплоотдачей*.

Коэффициент теплоотдачи α — количество тепла, переданное от жидкости или газа к поверхности в 1 м^2 в течение секунды при разности температур между жидкостью или газом и поверхностью в 1° : $\alpha [\text{вт/м}^2 \cdot \text{град}]$.

Коэффициент теплоотдачи характеризует интенсивность теплообмена между поверхностью твердого тела и окружающей его средой.

На величину коэффициента теплоотдачи влияют: род жидкости — капельная жидкость, газ или пар; род, характер и скорость движения жидкости; форма поверхности и ее линейные размеры; физические свойства жидкости — удельный вес, вязкость, теплоемкость, теплопроводность и др., температура жидкости и стенки.

Движение жидкости может быть свободным или вынужденным. Свободное движение жидкости обуславливается разностью плотностей нагретых и холодных частиц.

Вынужденное движение создается мешалками, насосами, вентиляторами, компрессорами.

По характеру движения различают два режима: ламинарный и турбулентный. При ламинарном движении частицы жидкости перемещаются с малой скоростью параллельно поверхности и перенос тепла внутри жидкости осуществляется в основном путем теплопроводности.

При турбулентном движении частицы жидкости перемещаются с большой скоростью хаотично (беспорядочно), завихряясь и перемешиваясь. При этом перенос тепла осуществляется главным образом путем перемешивания. Но и при турбулентном движении у поверхности всегда имеется пограничный слой с ламинарным движением, толщина которого зависит от скорости движения жидкости и ее физических свойств.

Тепловое излучение — превращение тепловой энергии в лучистую энергию с передачей ее в окружающее пространство. Лучистая энергия, попадая на поверхность тела, частично отражается, а частично поглощается, превращаясь в тепло.

Теплопередача от более нагретой среды к менее нагретой через разделяющую их стенку происходит одновременно путем теплопроводности, конвекции и теплового излучения. Этот процесс характеризуется коэффициентом теплопередачи.

Коэффициент теплопередачи k [вт/м²·град] — количество тепла, проходящего от одной среды к другой через разделяющую их стенку поверхностью в 1 м² в течение 1 сек при разности температур между средами в 1°.

Теплопередача через плоскую стенку. Количество тепла, передаваемого через плоскую стенку (рис. 81,а), составляет:

$$Q = kF(t_m - t_x), \quad (69)$$

где k — коэффициент теплопередачи стенки, вт/м²·град;

F — поверхность теплопередачи, м²;

t_m — температура теплой среды, °С;

t_x — температура холодной среды, °С.

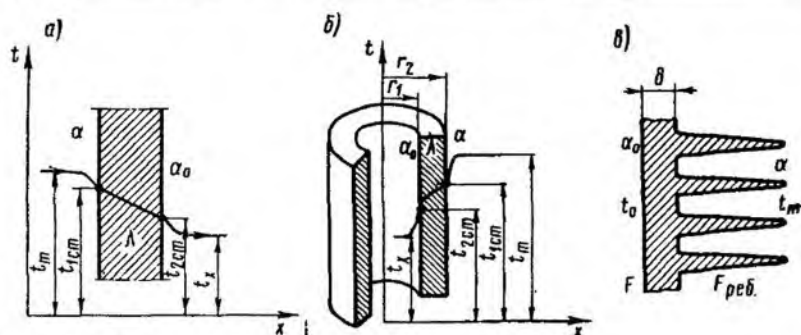


Рис. 81. Теплопередача:

а — через плоскую стенку; б — через цилиндрическую стенку; в — через ребристую стенку

Коэффициент теплопередачи определяют по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_0}}, \quad (70)$$

где α — коэффициент теплоотдачи от теплой среды к поверхности стенки, $\text{вт}/\text{м}^2 \cdot \text{град}$;

α_0 — коэффициент теплоотдачи от поверхности стенки к холодной среде, $\text{вт}/\text{м}^2 \cdot \text{град}$;

$\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_n$ — толщина слоев стенки, м;

$\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$ — коэффициенты теплопроводности соответствующих материалов, $\text{вт}/\text{м} \cdot \text{град}$.

В табл. 14 и 15 приведены коэффициенты теплопроводности для некоторых металлов и различных отложений на поверхности теплообменных аппаратов холодильных машин.

Таблица 14

Коэффициент теплопроводности отложений

Наименование отложений	Температура (t), °C	Коэффициент теплопроводности (λ), $\text{вт}/\text{м} \cdot \text{град}$
Водяной камень	—	1,80
Глицерин безводный	—	0,30
Глицерин с 50% воды	—	0,50
Лед	0	2,30
Лед	—100	3,50
Окраска	—	0,23
Снег ($\rho = 200 \text{ кг}/\text{м}^3$)	—	0,11
Снег ($\rho = 400 \text{ кг}/\text{м}^3$)	—	0,47
Смазочное масло	15	0,14
Соль NaCl	30	3,70
Соль CaCl ₂	24	0,70

Таблица 15

Коэффициент теплопроводности металлов

Наименование металла и сплава	Температура (t), °C	Коэффициент теплопроводности (λ), вт/м·град
Алюминий	0	229
Бронза	20	47,7
Бронза фосфористая	20	45,4
Латунь	0	106
Медь чистая	0	395
Медь техническая	0	386
Свинец	0	34,5
Сталь углеродистая	0	45,4
Цинк	0	113
Чугун	20	58

Теплопередача через стенку трубы. Количество тепла, передаваемого через стенку трубы (рис. 81,б), определяют по формуле

$$Q = k_l L (t_m - t_x), \quad (71)$$

где L — длина трубы, м;

t_m, t_x — температура теплой и холодной среды, град;

k_l — линейный коэффициент теплопередачи, вт/м·град, подсчитываемый по формуле

$$k_l = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha d_{вн}} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_0 d_{н}}}, \quad (72)$$

где $d_{вн}$ — внутренний диаметр трубы, м;

$d_н$ — наружный диаметр трубы, м;

λ — коэффициент теплопроводности материала трубы, вт/м·град;

α, α_0 — коэффициенты теплоотдачи с наружной или внутренней поверхности трубы, вт/м²·град.

При незначительной толщине стенки трубы для упрощения расчетов пользуются формулой (69) для плоской стенки:

$$Q = k \pi d_m L (t_m - t_x) = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_0}} \pi d_m L (t_m - t_x), \quad (73)$$

где k — коэффициент теплопередачи, вт/м²·град;

d_m — средний диаметр трубы, м;

δ — толщина стенки трубы, м.

В формуле вместо d_m принимают $d_н$ при $\alpha < \alpha_0$ и $d_{вн}$ при $\alpha > \alpha_0$.

Теплопередача через ребристую трубу. Если коэффициенты теплоотдачи α и α_0 значительно отличаются друг от друга, то для усиления теплопередачи со стороны, имеющей малый коэффициент теплоотдачи, увеличивают поверхность путем оребрения (рис. 81, в).

Отношение наружной оребренной поверхности $F_{\text{реб}}$ к гладкой внутренней поверхности F называется *коэффициентом оребрения* β .

Ребра могут быть изготовлены отдельно любой формы и плотно соединены с поверхностью трубы или представлять собой одно целое с поверхностью трубы.

Количество тепла, проходящего через ребристую поверхность, определяют по формуле

$$Q = k_{\text{реб}}(t - t_0)F_{\text{реб}}, \quad (74)$$

где

$$k_{\text{реб}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha E} + \frac{\delta}{\lambda \beta} + \frac{\beta}{\alpha_0}} \quad (75)$$

коэффициент теплопередачи оребренной поверхности, отнесенный к поверхности в $\text{вт}/\text{м}^2 \cdot \text{град}$.

В формуле (75) E — коэффициент эффективности ребра, учитывающий изменение температуры по его высоте;

$$E = \frac{t - t_{\text{ср.р}}}{t - t_{\text{т}}},$$

где $t_{\text{ср.р}}$ — средняя температура ребра;

$t_{\text{т}}$ — температура стенки трубы.

В большинстве случаев тепловым сопротивлением стенки трубы $\frac{\delta \beta}{\lambda}$ можно пренебречь.

При невысоких толстых ребрах, выполненных из материала с большой теплопроводностью, эффективность ребра приближается к единице. В других случаях она меньше единицы и теплоотдача поверхности ребер ниже, чем трубы.

Средняя разность температур. При теплоотдаче в теплообменных аппаратах температура жидкости или газа (пара) изменяется. Поэтому при определении Q необходимо определить среднюю разность температур $\Theta_{\text{т}}$. Средняя разность температур зависит от направления движения одной среды относительно другой. В холодильной технике наиболее часто встречаются следующие направления движения и изменения температур:

1) проток — среда, отдающая тепло, движется в том же направлении, что и среда, воспринимающая тепло. При этом температура теплой среды понижается от $t'_{\text{т}}$ до $t''_{\text{т}}$, а температура холодной среды повышается от t'_x до t''_x ;

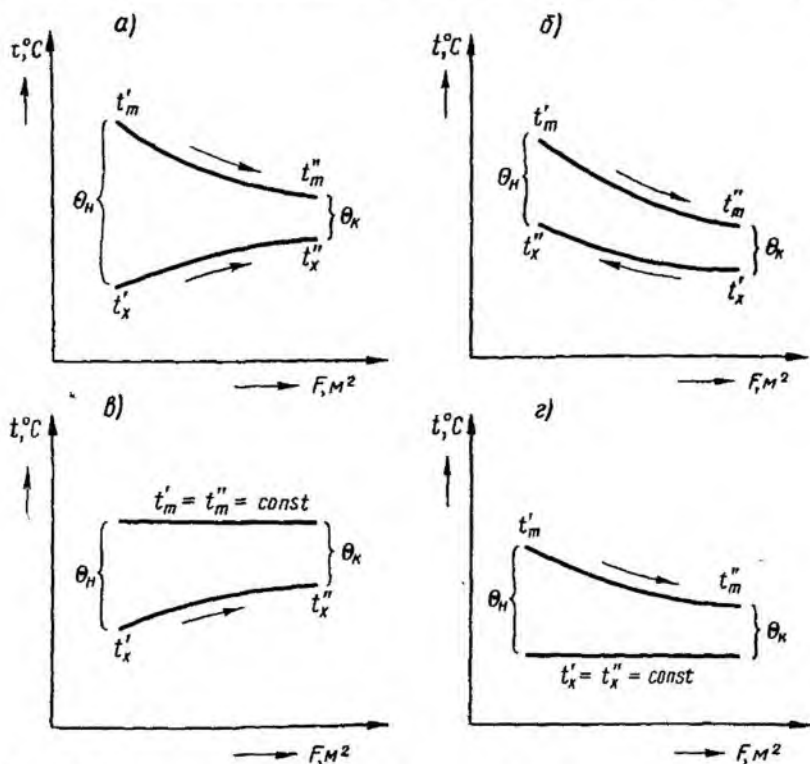


Рис. 82. Изменение температур при теплопередаче:

а — параллельный ток; б — противоток; в — при постоянной температуре охлаждаемой среды; г — при постоянной температуре охлаждающей среды

2) противоток — среда, отдающая тепло, движется навстречу среде, воспринимающей тепло. При противотоке достигается большее понижение температуры, чем при прямотоке.

Изменение температур в процессе теплопередачи происходит криволинейно (рис. 82), поэтому вычисление проводится по формуле для средней логарифмической разности температур:

$$\Theta_m = \frac{\Theta_H - \Theta_K}{\ln \frac{\Theta_H}{\Theta_K}} = \frac{\Theta_H - \Theta_K}{2,3 \lg \frac{\Theta_H}{\Theta_K}}, \quad (76)$$

где Θ_H и Θ_K — разность температур в начале и конце процесса.

Для прямотока

$$\Theta_m = \frac{(t'_m - t'_x) - (t''_m - t''_x)}{2,3 \lg \frac{t'_m - t'_x}{t''_m - t''_x}}. \quad (77)$$

Для противотока

$$\Theta_m = \frac{(t'_m - t'_x) - (t''_m - t''_x)}{2,3 \lg \frac{t'_m - t'_x}{t''_m - t''_x}} \quad (77a)$$

Если температура среды, отдающей или воспринимающей тепло, остается постоянной, то в уравнениях (77) и (77a) принимают $t'_m = t''_m$ или $t'_x = t''_x$.

При небольшой разности Θ_n и Θ_k ($\frac{\Theta_k}{\Theta_n} \geq 0,5$) можно вместо средней логарифмической разности температур применять среднюю арифметическую разность:

$$\Theta = \frac{t'_m + t''_m}{2} - \frac{t'_x + t''_x}{2} \quad (78)$$

§ 39. КОНДЕНСАТОРЫ

Конденсатор — это теплообменный аппарат, в котором происходит охлаждение и конденсация паров холодильного агента за счет нагревания охлаждающей воды или воздуха.

1. Теплопередача при конденсации

Конденсация пара происходит при соприкосновении его со стенкой, температура которой ниже температуры насыщения пара, соответствующей давлению в аппарате. По характеру образования жидкости на стенке различают три вида конденсации: капельную, пленочную и смешанную.

При капельной конденсации пар непосредственно соприкасается с холодной поверхностью, поэтому имеет больший коэффициент теплоотдачи по сравнению с пленочной конденсацией, когда пленка жидкости на поверхности труб создает дополнительное термическое сопротивление, что снижает коэффициент теплоотдачи. В аппаратах холодильных машин происходит пленочная конденсация.

На интенсивность теплопередачи в конденсаторе влияют следующие факторы:

1. Скорость удаления жидкости с теплопередающей поверхности. При конденсации пара конденсат оседает на теплопередающей поверхности сплошной пленкой, которая, стекая по трубам, затрудняет дальнейшую конденсацию пара. Поэтому конструкция

конденсатора должна обеспечивать быстрый отвод образующейся жидкости.

2. Скорость движения пара. При большой скорости движения пара ускоряется движение пленки жидкости, которая быстрее смывается с теплопередающей поверхности, увеличивая коэффициент теплоотдачи.

3. Примесь воздуха и неконденсирующихся газов понижает коэффициент теплопередачи и повышает давление конденсации.

4. Отложения на стенках труб: со стороны холодильного агента — масла, унесенного паром из компрессора, со стороны воды — водяного камня (твердого осадка солей), растворенных в воде, ржавчины, в конденсаторах с воздушным охлаждением — слоя пыли, краски. Все эти отложения оказывают значительное термическое сопротивление, уменьшая коэффициент теплопередачи.

5. Скорость движения воды. Чем выше скорость движения воды, тем больше коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воде, а следовательно, и коэффициент теплопередачи.

Интенсивность теплопередачи конденсатора характеризуется удельным тепловым потоком — количеством тепла, которое отводится от холодильного агента водой или воздухом через 1 м^2 поверхности конденсатора в течение 1 секунды, т.е.

$$q_F = k\Theta_m, \quad (79)$$

где k — коэффициент теплопередачи конденсатора, $\text{вт}/\text{м}^2 \cdot \text{град}$;

Θ_m — средняя логарифмическая разность температур между конденсирующимся холодильным агентом и охлаждающей средой, град .

Коэффициент теплопередачи конденсатора определяют по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{x.a}} \cdot \frac{d_B}{d_{x.a}} + \Sigma \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_B}}, \quad (80)$$

где $\alpha_{x.a}$ — коэффициент теплоотдачи от холодильного агента к стенке трубы, $\text{вт}/\text{м}^2 \cdot \text{град}$;

для аммиака $\alpha_{x.a} = 2300 \div 5800 \text{ вт}/\text{м}^2 \cdot \text{град}$;

для фреона-12 $\alpha_{x.a} = 1200 \div 2300 \text{ вт}/\text{м}^2 \cdot \text{град}$;

для фреона-22 $\alpha_{x.a} = 1500 \div 2900 \text{ вт}/\text{м}^2 \cdot \text{град}$;

α_B — коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воде или воздуху, $\text{вт}/\text{м}^2 \cdot \text{град}$;

для воды $\alpha_B = 3500 \div 7000 \text{ вт}/\text{м}^2 \cdot \text{град}$;

для воздуха $\alpha_B = 23 \div 93 \text{ вт}/\text{м}^2 \cdot \text{град}$;

при $\omega = 3 \div 8 \text{ м}/\text{сек}$;

d_B и $d_{x.a}$ — диаметры труб со стороны воды и холодильного агента, м ;

$\sum \frac{\delta}{\lambda}$ — термическое сопротивление стенки трубы и отложений;

$$\sum \frac{\delta}{\lambda} = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_M}{\lambda_M} + \frac{\delta_{в.к}}{\lambda_{в.к}} + \frac{\delta_{кр}}{\lambda_{кр}},$$

где $\delta_{ст}, \delta_M, \delta_{в.к}, \delta_{кр}$ — толщина стенки, масляной пленки, водяного камня, краски, м;

$\lambda_{ст}, \lambda_M, \lambda_{в.к}, \lambda_{кр}$ — коэффициенты теплопроводности соответствующих материалов (см. табл. 14 и 15).

Среднюю логарифмическую разность температур определяют по формуле

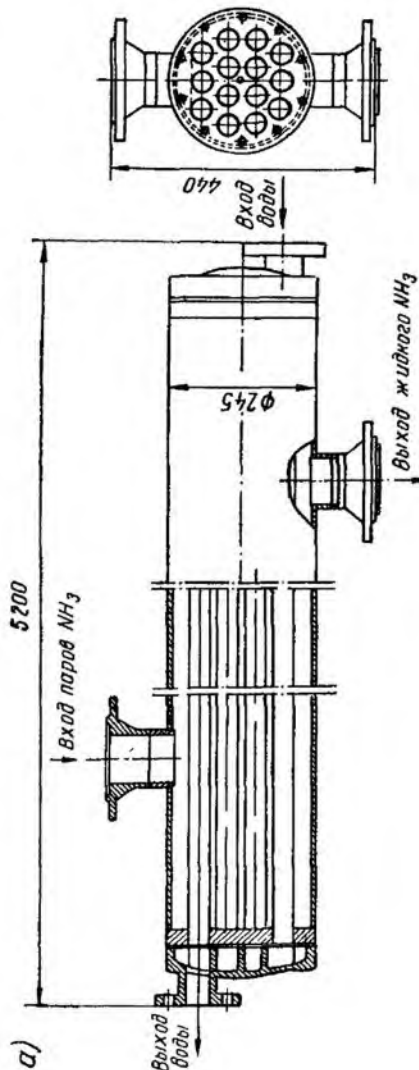
$$\Theta_m = \frac{t_{в2} - t_{в1}}{2,3 \lg \frac{t_k - t_{в1}}{t_k - t_{в2}}}, \quad (81)$$

где $t_{в1}$ и $t_{в2}$ — температура воды, входящей в конденсатор и выходящей из конденсатора;

t_k — температура конденсации.

2. Классификация конденсаторов

По способу отвода тепла конденсаторы делятся на следующие группы: 1) проточные, в которых тепло отводится водой; 2) оросительно-испарительные, в которых тепло отводится



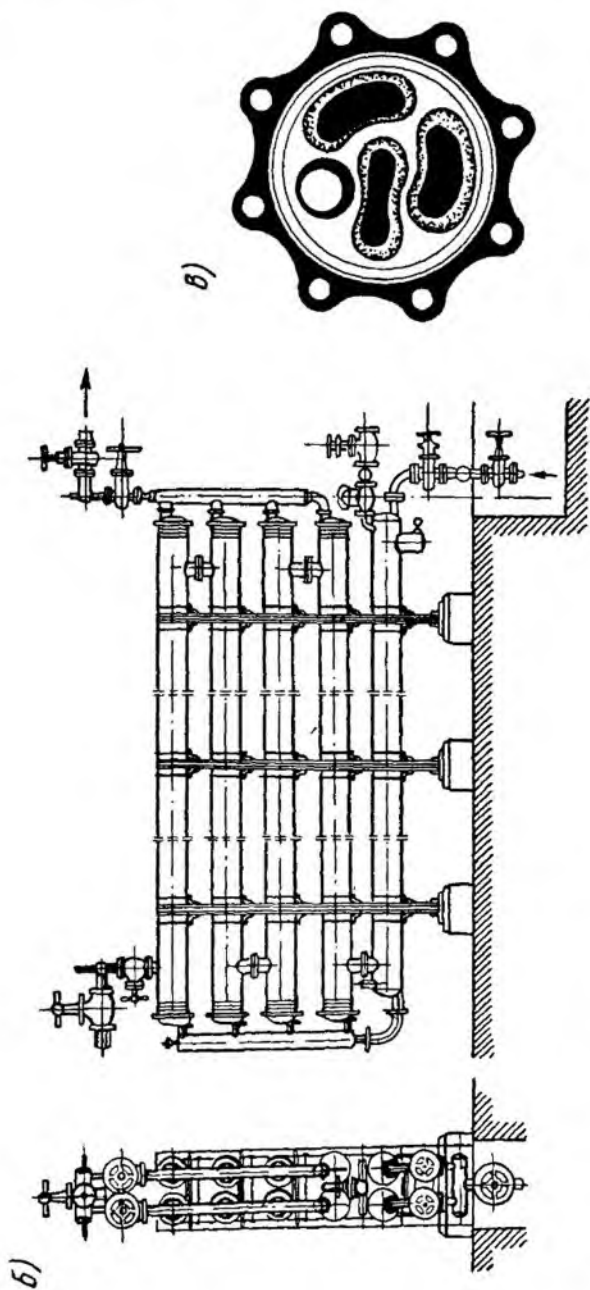


Рис. 83. Элементный конденсатор:
 а — элемент; б — общий вид; в — крышка

водой, испаряющейся в воздухе; 3) конденсаторы воздушного охлаждения.

Проточные конденсаторы изготовляют нескольких конструкций: элементные, горизонтальные и вертикальные кожухотрубные и горизонтальные кожухозмеевиковые.

Оросительно-испарительные конденсаторы выполняют двух конструкций: оросительные с промежуточным отбором жидкости и испарительные.

Конденсаторы воздушного охлаждения применяют главным образом в малых холодильных машинах и выполняют в виде ребристых змеевиков, обдуваемых воздухом.

Элементные конденсаторы. Такие конденсаторы (рис. 83) состоят из элементов в виде труб диаметром 245×7 мм с приваренными двумя трубными решетками. В трубных решетках развальцовано 14 труб диаметром $38 \times 3,5$ мм. Несколько элементов, смонтированных один над другим, образуют секцию. Пар поступает в межтрубное пространство верхнего элемента и через соединительные патрубки проходит из одного элемента в другой. Образующаяся жидкость стекает в ресиверы, расположенные под каждой секцией. Вода через общий вертикальный коллектор подводится к каждому элементу и проходит последовательно по семи ходам через перегородки в крышках, которые делят их на отсеки, соединенные с двумя или четырьмя трубами. Удельный тепловой поток в элементных конденсаторах достигает 5250 вт/м^2 при $\theta_m = 5^\circ\text{C}$.

Эти конденсаторы применяют в аммиачных холодильных машинах средней производительности, но вследствие большой металлоемкости в последнее время их заменяют горизонтальными кожухотрубными.

Горизонтальные кожухотрубные и кожухозмеевиковые конденсаторы. Конденсаторы этого типа применяют в аммиачных и фреоновых холодильных установках. Они состоят из горизонтального кожуха и труб.

Аммиачные горизонтальные кожухотрубные конденсаторы, выпускаемые Московским заводом «Компрессор», изготовляют с поверхностью охлаждения от 20 до 300 м^2 (рис. 84, табл. 16 и 17). Внутри корпуса диаметром от 500×8 мм до 1200×12 мм размещается от 144 до 870 горизонтальных стальных цельнотянутых труб диаметром 25×3 мм. Трубы ввальцованы в решетку, приваренные к концам корпуса. Корпус с обеих сторон закрывается крышками с внутренними перегородками, которые образуют восемь ходов движения воды. Пар холодильного агента поступает в корпус конденсатора сверху, образующаяся жидкость стекает вниз и отводится из верхней части маслоотстойника. Сверху на конденсаторе устанавливают манометр и предохранительный клапан, а также штуцеры для присоединения уравнительной линии к ресиверу и к воздухоотделителю. Воздух и неконденсирующиеся газы следует

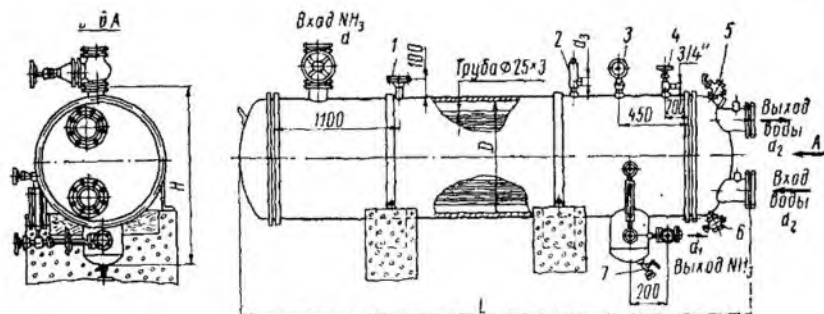


Рис. 84. Горизонтальный кожухотрубный конденсатор:

1 — фланец D_y 25 для присоединения уравнивающей линии; 2 — предохранительный клапан; 3 — манометр; 4 — вентиль D_y 10 для спуска воздуха; 5 — вентиль D_y 15 для спуска воздуха из водяной части; 6 — вентиль D_y 25 для слива воды; 7 — вентиль D_y 10 для слива масла

удалять из конденсатора в месте их наибольшей концентрации, т.е. с противоположной стороны корпуса по отношению к подаче пара. Масло скапливается в нижней части маслоотстойника, откуда периодически удаляется. Для наблюдения за уровнем жидкого аммиака конденсатор снабжен указателем уровня со стеклом Клингера.

В верхней части одной из крышек имеется кран для выпуска воздуха из водяного пространства, а в нижней части — кран для слива воды.

Таблица 16

Основные данные об аммиачных кожухотрубных конденсаторах с поверхностью охлаждения от 20 до 110 м²

Параметры	Марки конденсаторов							
	20КТГ	25КТГ	32КТГ	40КТГ	50КТГ	65КТГ	90КТГ	110КТГ
Поверхность, м ²	20	25	32	40	50	65	90	110
Число труб n	144	144	144	216	216	216	386	386
Габаритные и присоединительные размеры, мм (см. рис. 84):								
D	500	500	500	600	600	600	800	800
L	2900	3400	4400	3520	4520	5520	4670	5670
H	865	865	865	965	965	965	1265	1265
d	50	50	50	70	70	80	80	80
d_1	16	15	15	20	20	20	25	25
d_2	70	70	70	80	80	100	125	125
d_3	$\frac{1}{2}$ тр.	$\frac{1}{2}$ тр.	$\frac{1}{2}$ тр.	$\frac{1}{2}$ тр.	$\frac{1}{2}$ тр.	$\frac{1}{2}$ тр.	1" тр.	1" тр.
Масса, кг	1225	1385	1735	1780	2240	2730	3815	4580

Таблица 17

Основные данные об аммиачных кожухотрубных конденсаторах с поверхностью охлаждения от 110 до 300 м²

Параметры	Марки конденсатора			
	140КТГ	180КТГ	250КТГ	300КТГ
Поверхность, м ²	140	180	250	300
Число труб n	614	614	870	870
Габаритные и присоединительные размеры, мм (см. рис. 84):				
D	1000	1000	1200	1200
L	4760	5760	5860	6860
H	1720	1720	1915	1915
d	100	100	125	125
d_1	32	32	40	40
d_2	25	25	32	32
d_3	200	200	250	250
Масса, кг	6100	7340	10 420	12 210

Некоторые типы кожухотрубных конденсаторов средней производительности монтируют с ресивером и воздухоотделителем.

Во фреоновых конденсаторах используют красномедные трубы, на наружной поверхности которых накатывают спиральные ребра. Оребрение поверхности фреоновых конденсаторов со стороны холодильного агента вызвано тем, что коэффициенты теплоотдачи при конденсации фреонов значительно меньше, чем охлаждающей воды. Применение медных труб объясняется чистотой поверхности, отсутствием коррозии, легкостью накатки ребер, меньшими потерями напора воды. Но их применение увеличивает стоимость конденсатора, вызывает усиленную коррозию стальных трубных решеток в месте стыка с медными трубами, особенно при охлаждении морской водой. Для придания трубной решетке полной коррозионной устойчивости против морской воды на фигурную стальную поверхность наносят слой меди значительной толщины.

Во фреоновых агрегатах малой производительности применяют кожухозмеевиковые конденсаторы, которые выпускают двух видов: с кожухом, заваренным с обоих концов и с трубной доской и отъемной крышкой. Трубы размещают в верхней и средней частях кожуха. Нижнюю его часть используют в качестве ресивера. На рис. 85,а показан кожухозмеевиковый фреоновый конденсатор с навитыми ребрами и заваренным кожухом, а на рис. 85,б — конденсатор с накатанными ребрами и отъемной чугунной крышкой. Кожух конденсатора выполнен из стальной цельнотянутой трубы. Теплопередающей поверхностью являются 14 медных труб с ребрами трапециевидного сечения. Концы труб развальцованы в трубной доске. Парообразный фреон поступает в конденсатор сверху,

а жидкий фреон собирается в нижней части кожуха, свободной от труб (в ресивере). В стенку кожуха ввернута легкоплавкая пробка, которая при $t=70^{\circ}\text{C}$ расплавляется и соединяет конденсатор с атмосферой.

В кожухотрубных аммиачных конденсаторах с гладкими стальными трубами удельный тепловой поток $q_F = 4650 \div 5250 \text{ вт/м}^2$ при $\theta_m = 5 \div 6^{\circ}\text{C}$, а во фреоновых конденсаторах с медными оребренными трубами q_F достигает $11\,600 \text{ вт/м}^2$. Скорость воды в трубах — $1,5 \div 2 \text{ м/сек}$.

Для эксплуатации горизонтальных кожухотрубных конденсаторов требуется мягкая чистая вода во избежание быстрого загрязнения горизонтальных труб водяным камнем.

Вертикальные кожухотрубные конденсаторы. Вертикальные кожухотрубные конденсаторы применяют в крупных аммиачных холодильных установках и изготовляют с поверхностью охлаждения от 50 до 250 м². Конденсатор (рис. 86 и табл. 18) состоит из вертикального цилиндрического кожуха с приваренными по торцам трубными решетками, в которые ввальцованы стальные цельнотянутые трубы диаметром 57×3,5 мм. Над конденсатором устанавливают водораспределительный бак, в который поступает вода. Из водораспределительного бака вода с помощью особых насадок винтообразно стекает тонким слоем по внутренним поверхностям труб в водопримемный бак, расположенный под конденсатором. Пар подается в верхнюю часть кожуха, жидкость отводится снизу. Конденсатор имеет патрубки для присоединения уравнительной линии от ресивера, манометра, предохранительного клапана, воздухоотделителя, указателя уровня. Удельный тепловой поток составляет 4100—4650 вт/м². Эти конденсаторы обычно устанавливают вне машинного отделения. К их преимуществам относятся: свободное стекание жидкости и масла по трубам, меньшая загрязненность вертикальных труб маслом и водяным камнем, а следовательно, относительная легкость очистки труб, компактность. Недостатком кон-

Таблица 18

Основные данные об аммиачных вертикальных конденсаторах

Марка	Поверхность охлаждения, м ²	Диаметр кожуха (D), мм	Длина труб, мм	Высота конденсатора (H), мм	Диаметр водораспределительного бака (D ₁), мм	Аммиачные штуцеры, мм		Масса, кг
						d ₁	d ₂	
50КТВ	50,0	724	5000	5500	960	70	32	2535
75КТВ	75,0	830	5000	5500	1060	70	40	3415
100КТВ	100,4	1000	4500	5000	1230	80	40	4760
125КТВ	123,5	1000	5500	6000	1230	100	50	5725
150КТВ	146,0	1200	4500	5000	1410	125	50	6825
250КТВ	245,0	1400	5000	5500	1600	150	50	10750

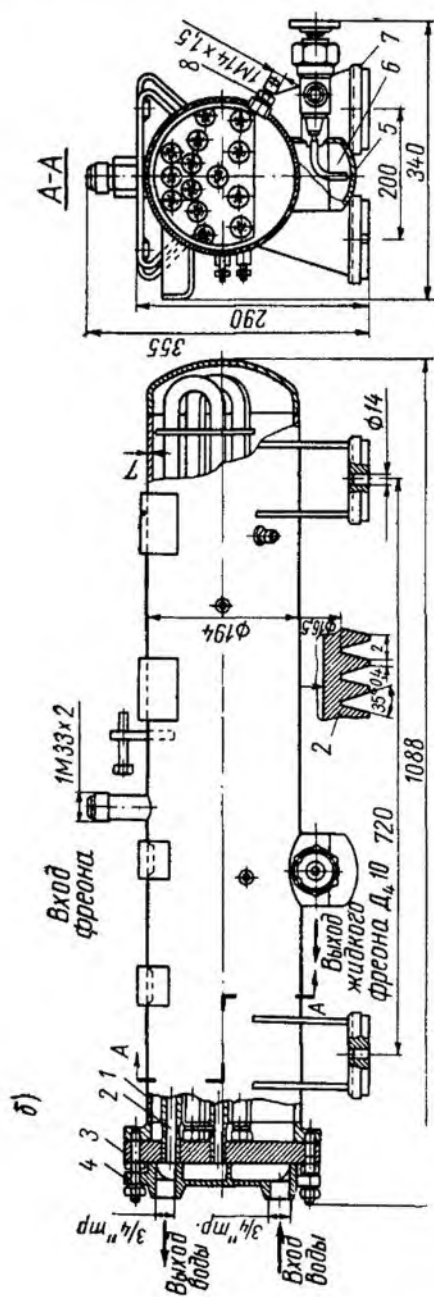


Рис. 85. Кожухозмеевиковые фреоновые конденсаторы:

а — с сваренным кожухом: 1 — трубы; 2 — ивильные ребра; 3 — корпус; 4 — фильтр; 5 — штуцер для водопроводного шланга; 6 — выход фреона; б — с отъемной чугунной крышкой: 1 — кожух; 2 — медные трубы; 3 — трубяная доска; 4 — крышка; 5 — сборник жидкого фреона; 6 — выход фреона; 7 — опора; 8 — плавкая пробка

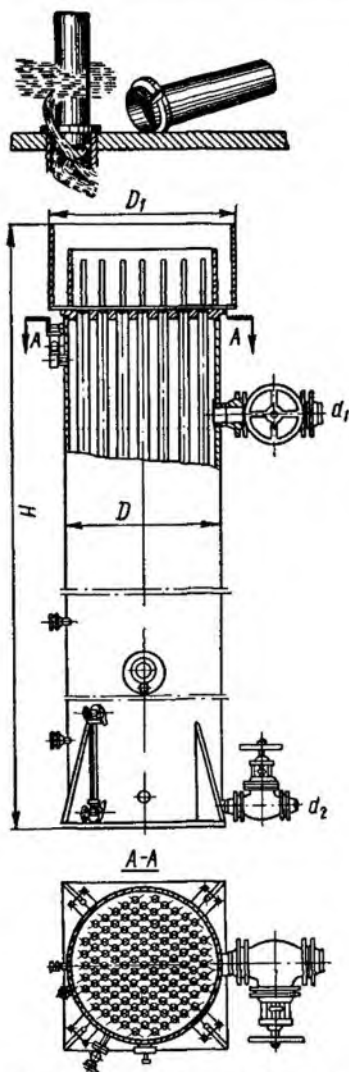


Рис. 86. Вертикальный кожухотрубный конденсатор

денсаторов является то, что при отсутствии противотока невозможно охладить жидкость ниже температуры конденсации.

Оросительные конденсаторы.

Конденсаторы этого типа применяют в аммиачных средних и крупных холодильных установках и изготавливают с поверхностью охлаждения от 45 до 90 м². Конденсатор (рис. 87 и табл. 19) состоит из плоских трубчатых змеевиков (секций) с поверхностью 15 м² каждый, соединенных между собой паровым и жидкостным коллекторами и ресивером жидкого аммиака. Змеевики выполняют из 14 стальных цельнотянутых труб диаметром 57×3,5 мм, в которые подается снизу пар. Образующийся конденсат отводится в ресиверы по стояку, который посредством патрубков соединяется в нескольких местах со змеевиком. Такой промежуточный отбор жидкости исключает затопление нижних труб змеевика и увеличивает интенсивность теплопередачи. Воздух и неконденсирующиеся газы отводятся из верхнего коллектора конденсатора и верхней части ресивера. Над каждой секцией конденсатора устанавливают желоба треугольного сечения, в которые из водораспределительного бака для орошения труб конденсатора подается вода, собирающаяся затем в поддоне. Для более равномерного распределения воды на поверхности труб верхняя кромка желобов имеет зубчатые вырезы.

Стекающая по змеевикам вода нагревается и частично испаряется, отдавая часть тепла воздуху, и вследствие этого охлаждается. Из поддона часть воды сливается в канализацию, а оставшая часть смешивается со свежей водой и вновь насосом подается в желоба. Удельный тепловой поток таких

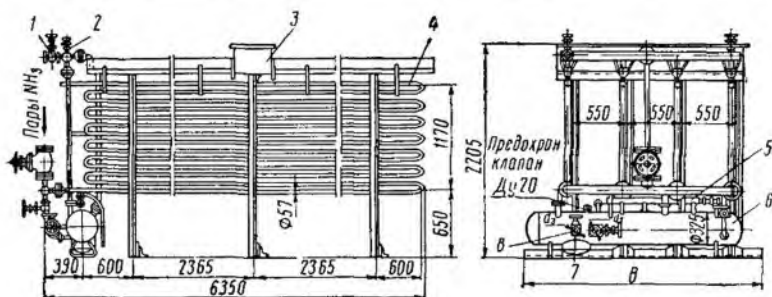


Рис. 87. Оросительный конденсатор с промежуточным отбором жидкого аммиака:

1 — штуцер D_y 20 для присоединения к воздухоотделителю; 2 — кран для спуска воздуха; 3 — водораспределительный бак; 4 — конденсатор; 5 — воздухоотделитель; 6 — ресивер; 7 — выход жидкого аммиака; 8 — выпуск масла

конденсаторов составляет $4100 \div 4650 \text{ вт/м}^2$ при $\Theta_m = 5^\circ\text{C}$. Преимуществами конденсатора являются относительно легкая чистка наружных труб от водяного камня и простота изготовления. К недостаткам относятся: громоздкость, большая занимаемая площадь, необходимость установки на хорошо проветриваемом месте, невозможность переохлаждения жидкости, значительная коррозия.

В связи с этим оросительные конденсаторы в настоящее время применяются мало.

Таблица 19
Основные данные об оросительных конденсаторах

Марка	Поверхность охлаждения, м^2	Количество секций	Емкость ресивера, м^3	Диаметры аммиачных штуцеров, мм			Ширина (В), мм	Масса, кг
				d_1	d_2	d_3		
45МКО	45	3	0,110	70	25	20	1775	1912
60МКО	60	4	0,153	80	32	20	2325	2530
75МКО	75	5	0,194	80	32	20	2875	3140
90МКО	90	6	0,225	100	32	20	3425	3795

Испарительные конденсаторы. Испарительные конденсаторы применяют в аммиачных и фреоновых средних и крупных холодильных установках стационарных и транспортных. Эти конденсаторы (рис. 88) представляют собой систему трубчатых змеевиков, расположенных в металлическом кожухе. Пар подается в змеевики сверху, а образующаяся жидкость снизу отводится в ресивер. Над змеевиками размещены трубы с форсунками, через которые разбрызгивается вода, орошающая поверхность труб. Навстречу воде

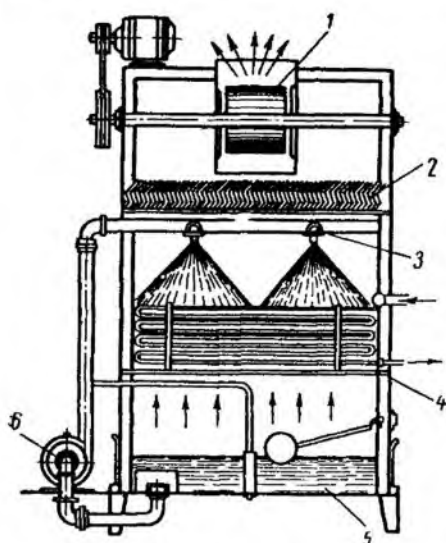


Рис. 88. Испарительный конденсатор
 1 — вентилятор; 2 — водоотделитель; 3 — форсунки; 4 — змеевик конденсатора; 5 — водяной бак; 6 — насос

вентилятор засасывает воздух через окна, расположенные в нижней части кожуха. При соприкосновении с воздухом вода испаряется и охлаждается, благодаря чему температура воды остается постоянной, поэтому вода без дополнительного охлаждения из нижней части кожуха снова насосом подается для орошения змеевиков. Часть воды при этом испаряется, а часть уносится воздухом в атмосферу. Для улавливания капель воды устанавливают водоотделитель. Количество циркулирующей воды — $50 \div 100$ л на 1 м^2 орошаемой поверхности, а количество свежей воды составляет $5 \div 10\%$ от циркулирующей. Количество воздуха сравнительно небольшое, так как большая часть

тепла отводится за счет испарения, и составляет $100\text{--}200 \text{ м}^3$ на 1160 вт . Расход энергии на привод насоса и вентилятора — около $0,02 \div 0,03 \text{ квт}$ на 1160 вт . Такие конденсаторы можно устанавливать в закрытых помещениях и использовать при недостаточных количествах воды. Недостатком их является быстрое загрязнение наружной поверхности труб, особенно оребренных. В связи с этим добавляемая вода должна быть особенно чистой. Удельный тепловой поток в них составляет $2100 \div 2300 \text{ вт/м}^2$.

Конденсаторы с воздушным охлаждением. Конденсаторы с воздушным охлаждением использовали главным образом в агрегатах, обслуживающих торговое оборудование, и в домашних холодильниках. В настоящее время область их применения значительно расширяется. Они применяются в изотермическом транспорте, в установках для кондиционирования воздуха и других установках, в которых неудобно использовать водяное охлаждение или ощущается недостаток в воде. За границей такие конденсаторы широко применяются в агрегатах холодопроизводительностью до $70\,000 \text{ вт}$ и даже до $350\,000 \text{ вт}$. Их разделяют на два типа: с принудительным движением воздуха и со свободным движением воздуха.

Конденсаторы с принудительным движением воздуха состоят из нескольких секций оребренных труб, соединенных между собой коллекторами. Холодильный агент подводится к конденсатору свер-

ху и отводится снизу. Конденсация происходит внутри труб за счет охлаждения воздухом, который приводится в движение осевым вентилятором.

Конденсаторы изготовляют из стальных или медных цельнотянутых труб со стальными или алюминиевыми пластинчатыми ребрами. В последнее время в СССР освоено производство конденсаторов из алюминиевых труб с накатанными ребрами. Применение алюминиевых труб облегчает вес и упрощает технологию изготовления конденсаторов. На рис. 89 показан конденсатор с воздушным охлаждением.

Удельный тепловой поток в конденсаторах с воздушным охлаждением составляет $290 \div 525 \text{ вт/м}^2$ при скорости воздуха $4-5 \text{ м/сек}$ и $\Theta_m = 10^\circ\text{C}$.

Конденсаторы со свободным движением воздуха применяют в домашних холодильниках.

В последнее время изготовляют так называемые листотрубные конденсаторы из алюминиевых листов, сваренных прокаткой, с последующим образованием каналов, раздувая их давлением. Такие листы с каналами называются «трубы в листах» (рис. 90, а).

На рис. 90, б показан листотрубный конденсатор домашнего холодильника ДХ-3М. Холодильный агент поступает в конденсатор сверху, а отводится снизу. Ввиду отсутствия труб и простоты изготовления такие конденсаторы отличаются низкой стоимостью. Удельный тепловой поток в них составляет 175 вт/м^2 .

Кроме листотрубных конденсаторов, применяют проволочно-трубные конденсаторы (рис. 90, в), в которых вместо ребер приваривают проволочки и конденсаторы с пластинчатыми ребрами.

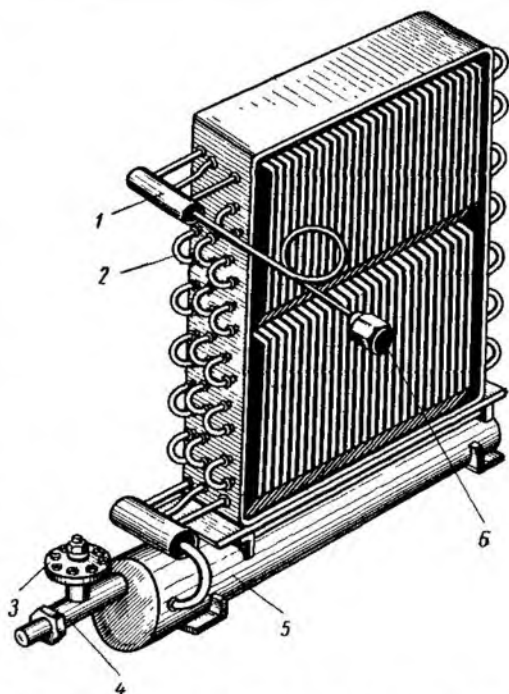


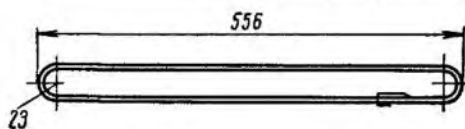
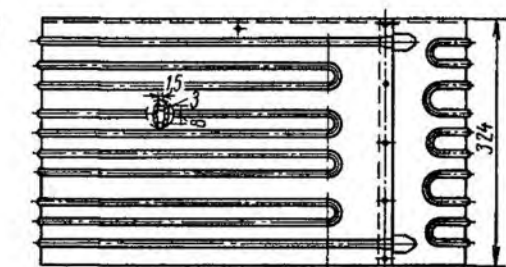
Рис. 89. Конденсатор с воздушным охлаждением:

1 — коллектор входа пара; 2 — калачи; 3 — выход жидкости; 4 — вентиль; 5 — ресивер; 6 — вход пара

а)



б)



в)

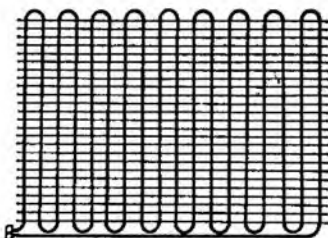


Рис. 90. Конденсаторы со свободным движением воздуха:
 а — трубы в листах; б — листотрубный алюминиевый в разрезе;
 в — с проволочными ребрами

3. Расчет конденсаторов

Расчет конденсаторов заключается в определении их теплопередающей поверхности и расхода воды. Теплопередающую поверхность определяют по формуле

$$F = \frac{Q_k}{k\theta_m}, \quad (82)$$

где Q_k — тепловая нагрузка на конденсатор, *вт*; определяется по формуле (см. § 33);

k — коэффициент теплопередачи в *вт/м²·град*, вычисляемый по формуле (80) или принимаемый по табл. 20.

Таблица 20

**Практические значения коэффициентов теплопередачи
и удельного теплового потока для конденсаторов
различного типа**

Типы конденсаторов	k , вт/м ² ·град	q_F , вт/м ²	Примечание
Элементные	700—1050	4650—5250	
Горизонтальные кожухотрубные аммиачные	700—1050	4650—5250	
Горизонтальные кожухотрубные фреоновые	350—530	2300—3500	Отнесен к оребрен- ной поверхности конденсатора
Вертикальные кожухотрубные	700—930	4100—4650	
Оросительные	700—930	4100—4650	
Испарительные	470—580	2100—2300	Отнесен к наружной поверхности ребер
С воздушным охлаждением . .	30—50	290—460	То же

Θ_m — средняя логарифмическая разность температур между холодильным агентом и водой или воздухом, определяемая по формуле (81).

Зная теплопередающую поверхность, можно по табл. 16—19 подобрать конденсатор.

Расход воды для проточных конденсаторов определяется из условия, что все тепло от холодильного агента отводится водой и, следовательно,

$$Q_k = G_v c_v (t_{v_2} - t_{v_1}), \quad (83)$$

откуда

$$G_v = \frac{Q_k}{(t_{v_2} - t_{v_1}) c_v},$$

где G_v — часовой расход воды, кг/сек;

$c_v = 1$ ккал/кг·°С — теплоемкость воды, равная
4,1868 кДж/кг·град;

t_{v_1} — температура воды, поступающей на конденсатор;

t_{v_2} — температура воды, удаляющейся с конденсатора.

Нагрев воды в конденсаторе $t_{v_2} - t_{v_1} = 4 \div 5^\circ\text{C}$. Производительность водяного насоса определяют по формуле

$$V_v = \frac{G_v}{\rho_v} = \frac{Q_k}{c_v \rho_v (t_{v_2} - t_{v_1})}, \quad (84)$$

где ρ_v — плотность воды, равная 1000 кг/м³.

Расход воды для оросительных конденсаторов по заводским данным равен 10—12 м³/ч на каждую секцию, при этом расход свежей воды составляет около 30% от количества циркулирующей воды.

Пример. Подобрать конденсатор для аммиачной холодильной установки холодопроизводительностью $Q_0 = 175\ 000$ *вт* при $t_0 = -15^\circ\text{C}$. Температура воды, поступающей на конденсатор, $t_{в1} = +20^\circ\text{C}$.

Решение

Температура конденсации зависит от температуры охлаждающей воды и принимается на $4-6^\circ\text{C}$ выше средней температуры воды:

$$t_k = \frac{t_{в1} + t_{в2}}{2} + (4 \div 6).$$

1. Принимаем нагрев воды в конденсаторе равным 4°C , тогда

$$t_k = \frac{20 + 24}{2} + 6 = 28^\circ\text{C}.$$

2. Определяем температуру переохлаждения жидкого аммиака, которая должна быть примерно на 3°C выше температуры воды, поступающей в переохладитель:

$$t_u = t_{в1} + 3 = 20 + 3 = 23^\circ\text{C}.$$

3. Температуру всасываемого пара принимаем на $5+10^\circ\text{C}$ выше температуры кипения t_0 :

$$t_{вс} = -15 + 10 = -5^\circ\text{C}.$$

4. По полученным температурам строим цикл в $s-T$ диаграмме и определяем необходимые параметры точек (см. § 33):

$$i_1 = 403 \text{ ккал/кг}; i_2 = 459 \text{ ккал/кг};$$

$$i_3 = 131,6 \text{ ккал/кг}; i_4 = 125,8 \text{ ккал/кг}.$$

В единицах системы СИ: $i_1 = 1690$ *кдж/кг*; $i_2 = 1920$ *кдж/кг*;

$$i_3 = 550 \text{ кдж/кг}; i_4 = 526 \text{ кдж/кг}.$$

5. Количество циркулирующего аммиака

$$G_d = \frac{Q_0}{i_1 - i_4} = \frac{175\ 000}{(1690 - 526) \cdot 10^3} = 0,15 \text{ кг/сек}.$$

6. Тепловая нагрузка на конденсатор

$$Q_k = G_d (i_2 - i_3) = 0,15 (1920 - 550) 1000 = 206\ 000 \text{ вт}.$$

7. Средняя логарифмическая разность температур

$$\theta_m = \frac{t_{в2} - t_{в1}}{2,3 \lg \frac{t_k - t_{в1}}{t_k - t_{в2}}} = \frac{24 - 20}{2,3 \lg \frac{28 - 20}{28 - 24}} = 5,8^\circ\text{C}.$$

8. Принимаем конденсатор горизонтальный кожухотрубный, коэффициент теплопередачи которого $k = 700-1050$ *вт/м² · град*.

9. Теплопередающая поверхность конденсатора

$$F = \frac{Q_k}{k \Theta_m} = \frac{206\,000}{930 \cdot 5,8} = 38,3 \text{ м}^2.$$

По табл. 16 выбираем конденсатор марки 40КТГ.

10. Расход воды на конденсатор

$$V_{\text{в}} = \frac{Q_k}{c_{\text{в}} \rho_{\text{в}} (t_{\text{в}2} - t_{\text{в}1})} = \frac{206\,000}{4,1868 \cdot 10^3 \cdot 1000 \cdot 4} = 0,0124 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

§ 40. ПЕРЕОХЛАДИТЕЛИ И ТЕПЛОБМЕННИКИ

Переохладители применяют в аммиачных холодильных установках для охлаждения водой жидкого холодильного агента ниже температуры конденсации (рис. 91 и табл. 21).

Переохладитель представляет собой противоточный аппарат, собранный из последовательно соединенных двойных стальных цельнотянутых труб. Жидкий аммиак протекает по наружным трубам сверху вниз и охлаждается. Вода проходит по внутренним трубам снизу вверх.

Таблица 2Е

Основные данные о переохладителях

Марка	Поверхность охлаждения, м ²	Количество секций	Количество труб в секции	Высота (H), мм	Диаметры штуцеров, мм		Масса, кг
					d ₁	d ₂	
5ПП	4,86	1	10	1250	32	32	480
6ПП	5,85	1	12	1380	32	32	565
8ПП	7,8	1	16	1690	32	32	730
12ПП	11,7	2	12	1700	40	50	1110
16ПП	15,6	2	16	2010	50	50	1450

Переохладители подбирают по теплопередающей поверхности, определяемой по формуле

$$F = \frac{Q_{\text{пер}}}{k \Theta}, \quad (85)$$

где $Q_{\text{пер}} = G_{\text{д}}(i_3 - i_3')$ — тепловая нагрузка на переохладитель;

k — коэффициент теплопередачи переохладителя, равный $465 \div 700 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$;

Θ — разность температур холодильного агента и воды, составляющая $4 \div 5^\circ\text{C}$.

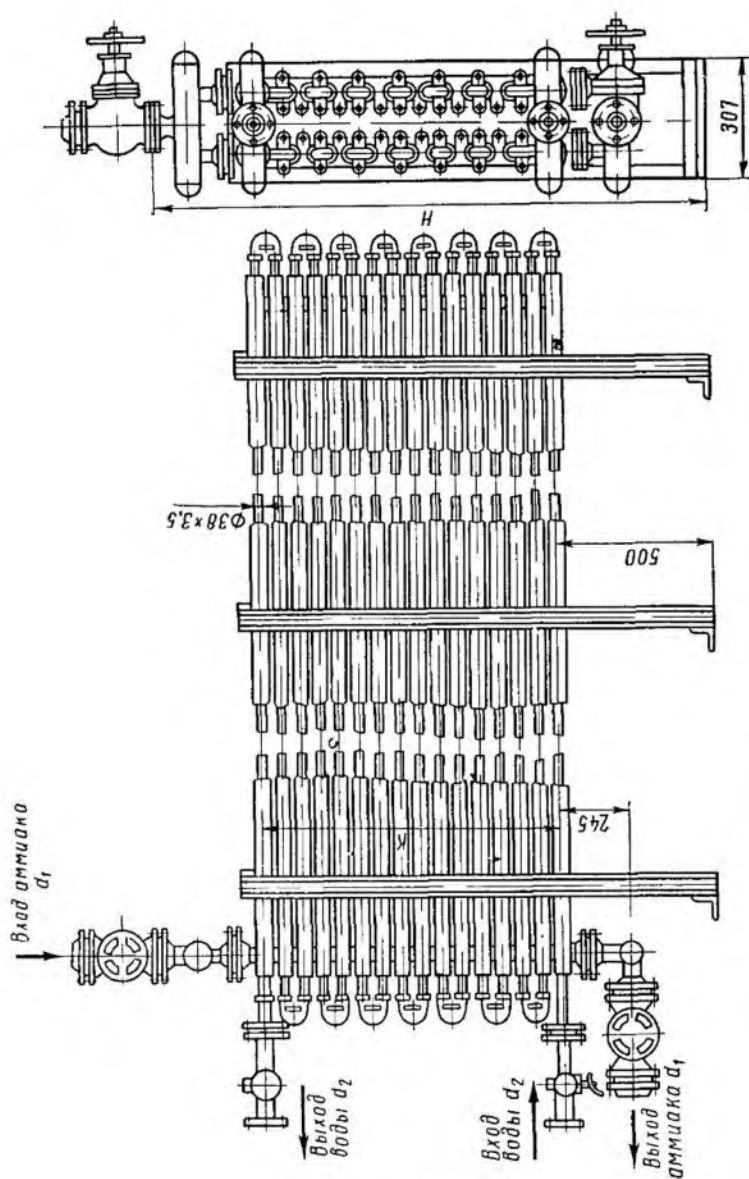


Рис. 91. Противоточный переохладитель

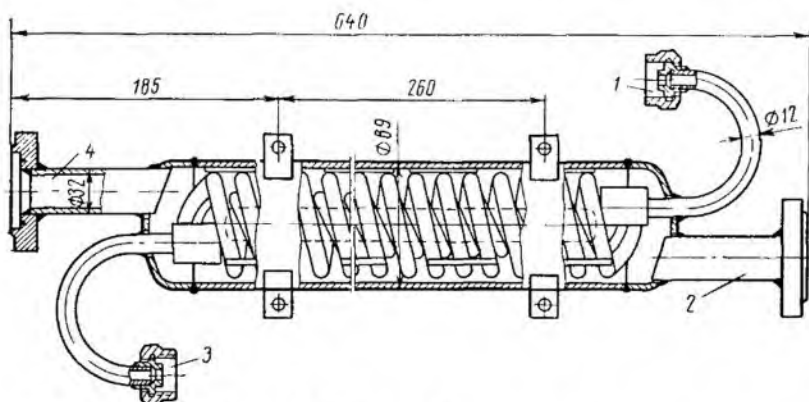


Рис. 92. Теплообменник фреоновый:

1 — вход жидкого фреона; 2 — выход перегретых паров фреона; 3 — выход жидкого фреона; 4 — вход влажных паров

Расход воды на переохладитель

$$V_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{пер}}}{c_{\text{в}} \rho_{\text{в}} (t_{\text{в}2} - t_{\text{в}1})}, \quad (86)$$

где $t_{\text{в}2} - t_{\text{в}1} = 3 \div 4^{\circ}\text{C}$ — нагрев воды в переохладителе.

Во фреоновых холодильных машинах применяют теплообменники, в которых жидкий фреон охлаждается за счет перегрева пара, идущего из испарителя. Такой теплообменник (рис. 92) представляет собой кожухозмеевиковый аппарат, в котором по змеевику проходит жидкий фреон, по межтрубному пространству — пар.

§ 41. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ

Стоимость охлаждающей воды является одной из основных затрат при эксплуатации холодильной установки. Сократить расход воды позволяет повторное использование ее после охлаждения.

На холодильных установках применяют следующие типы охлаждающих устройств для воды: 1) брызгальные бассейны; 2) открытые градирни — брызгальные и капельные; 3) вентиляторные градирни — брызгальные, капельные и пленочные.

Брызгальные бассейны. Такие бассейны (рис. 93) представляют собой искусственные пруды, над поверхностью которых разбрызгивается вода с помощью форсунок. Разбрызгивание воды увеличивает поверхность соприкосновения ее с воздухом и интенсивность охлаждения. Поддон пруда выполняют из дерева или бетона высотой $0,5 \div 1,0$ м в виде вытянутого прямоугольника, над которым

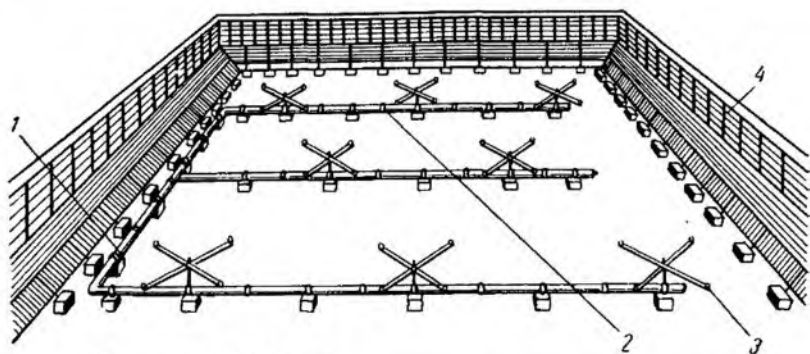


Рис. 93. Брызгальный бассейн:

1 — коллектор; 2 — распределительные трубы; 3 — форсунки; 4 — жалюзи

располагаются трубы с форсунками. Теплая вода подается в коллектор, из которого она поступает в распределительные трубы.

Распределительные трубы укладываются с уклоном 1% в сторону движения воды. Свободный конец труб имеет заглушку с постоянную промывку труб и сток воды.

Брызгальные бассейны размещают на открытом месте на уровне земли или над конденсаторами и на крыше машинного отделения. В этом случае они окружаются жалюзийными решетками высотой 3,0÷3,5 м для уменьшения уноса воды ветром. Часто они компонуются с оросительными конденсаторами и располагаются над ними.

Такие бассейны применяются в холодильных установках любой производительности, но чаще с количеством циркулирующей воды выше 100 м³/ч.

Открытые градирни. Для небольших и средних установок при количестве циркулирующей воды от 1 до 200 м³/ч применяют открытые брызгальные градирни (рис. 94).

Градирня представляет собой небольшой бассейн, огражденный жалюзийными решетками. Сопла размещаются в верхней части градирни на высоте от 2 до 4 м. Интенсивность брызгальных градирен выше, чем брызгальных бассейнов, так как вода, благодаря большой высоте форсунок, более длительное время находится в контакте с воздухом.

Для крупных установок с большим количеством циркулирующей воды целесообразно применять открытые капельные градирни. Градирня представляет собой башню высотой 8—12 м, окруженную жалюзийной решеткой. Весь объем башни заполнен оросительным устройством, представляющим собой решетки из деревянных брусков, расположенных в 8—12 ярусов на расстоянии 0,6÷0,9 м один

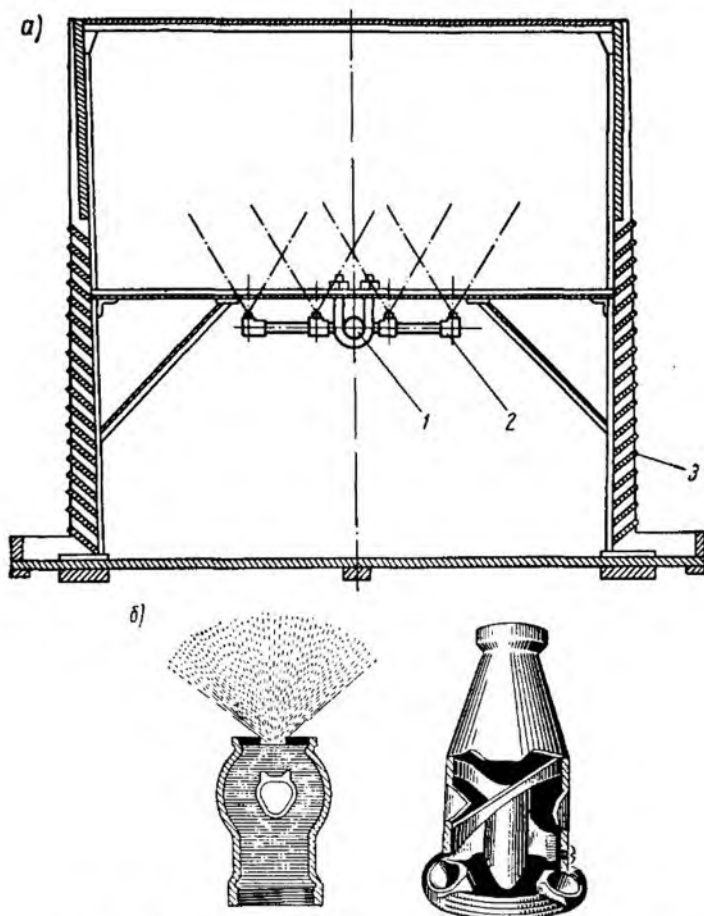


Рис. 94. Форсуночная градирня открытого типа:
a — общий вид; 1 — коллектор; 2 — форсунки; 3 — жалюзи; *б* — форсунки для распыления воды

от другого. Над оросительным устройством размещается водораспределительное устройство, из которого вода струйками стекает на бруски решеток и разбрызгивается на капли, многократно меняя скорость и направление движения, благодаря чему находится в контакте с воздухом и интенсивно охлаждается.

Вентиляторные градирни. Вентиляторные градирни применяются в холодильных установках любой производительности. Благодаря принудительному движению воздуха с помощью вентилятора интенсифицируется процесс испарения воды. Такие градирни

значительно компактнее безвентиляторных и их работа не зависит от ветра.

Вентиляторные градирни имеют корпус и поддон из листовой стали. Иногда применяются вместо стали пластмассы, что значительно сокращает вес градирен и позволяет облегчить строительные конструкции зданий, на которых устанавливаются градирни.

Вентиляторы могут устанавливаться как отсасывающие — сверху и как нагнетательные — снизу.

Одним из распространенных типов вентиляторных градирен являются пленочные градирни, в которых вода разбрызгивается форсунками, орошает насадку из вертикальных или наклонных деревянных щитов и стекает по ним пленкой. Между щитами движется воздух, нагнетаемый вентилятором.

Недостатком вентиляторных градирен является повышение эксплуатационных расходов, связанное с расходом электроэнергии на работу вентиляторов и с их обслуживанием.

Тепловой расчет охлаждающих устройств может быть произведен приближенно на основании опытных данных.

Производительность устройства характеризуется тепловой нагрузкой Q [вт] и гидравлической нагрузкой W [м³/сек]. Тепловая нагрузка Q представляет собой количество тепла, отданное водой воздуху в единицу времени, т.е. оно равно тепловой нагрузке конденсаторов Q_k , гидравлическая нагрузка равна количеству циркулирующей воды G_b . Интенсивность работы устройств характеризуется условной удельной тепловой нагрузкой

$$q_F = \frac{Q_k}{F_0}, \quad (87)$$

где F_0 — площадь сечения охлаждающего устройства, и удельной гидравлической нагрузкой или высотой дождя

$$H_b = \frac{W_b}{F_0}. \quad (88)$$

Разность температур, на которую вода охлаждается, называется подохлаждением воды и принимается $\Delta t = t_{b_1} - t_{b_2} = 2 - 4^\circ\text{C}$.

Из формул (87) и (88) можно определить площадь бассейна или поперечного сечения градирни:

$$F_0 = \frac{Q_k}{q_F} = \frac{W}{H_b}. \quad (89)$$

Для брызгальных бассейнов определяют количество форсунок. Крупные бассейны оборудуют форсунками с диаметром трубы 50 мм и с выходным отверстием 28—32 мм, а небольшие бассейны — форсунками с диаметром трубы 40 мм и выходным отверстием 20—

22 мм. Первые из них при напоре 49 кн/м^2 имеют производительность около $10\,000 \text{ л/ч}$, вторые — около 5000 л/ч .

Зная производительность одной форсунки (w), можно определить количество форсунок n :

$$n = \frac{W}{w}. \quad (90)$$

Расстояние между осями форсунок принимается равным 2 м , между форсунками и ограждениями — $3,5\text{—}4 \text{ м}$, между коллекторами — $6\text{—}8 \text{ м}$.

Численные значения q_F и H_B для охлаждающих устройств различного типа приведены в табл. 22.

Значения величин q_F и H_B

Таблица 22

Тип устройства	Удельная тепловая нагрузка (q_F)		Высота дождя (H_B)	
	ккал/м ² ·ч	вт/м ²	м/ч	м/сек
Брызгальный бассейн	1 500—4 000	1 700—4 650	0,7—1	$(194\text{—}278) \cdot 10^{-6}$
Открытая брызгальная градирня	5 000—14 000	5 800—16 300	2,5—3,5	$(715\text{—}974) \cdot 10^{-6}$
Открытая капельная градирня	6 000—20 000	7 000—23 260	3,0—5,0	$(835\text{—}1390) \cdot 10^{-6}$
Вентиляторная градирня	10 000—30 000	11 630—35 000	5,0—7,0	$(1390\text{—}1940) \cdot 10^{-6}$

§ 42. ИСПАРИТЕЛИ

Испаритель — это теплообменный аппарат, в котором происходит охлаждение теплоносителя — воды или рассола — за счет теплообмена с кипящим холодильным агентом.

1. Теплоотдача при кипении

Различают два вида кипения — пузырьчатое и пленочное.

При пузырьчатом кипении в отдельных местах поверхности теплопередачи — центрах парообразования — возникают пузырьки пара, которые некоторое время остаются на поверхности, увеличиваются в объеме, а затем отрываются и уходят в толщу жидкости. Отрыв пузырьков от поверхности и движение их в толщу жидкости вызывает непрерывное ее перемешивание и интенсифицирует тепло-

обмен между жидкостью и поверхностью труб и между частицами жидкости.

При пленочном кипении пузырьки пара сливаются между собой и на поверхности теплопередачи получается сплошная пленка пара. Вследствие малой теплопроводности парового слоя интенсивность теплоотдачи при пленочном кипении во много раз меньше, чем при пузырьчатом. В испарителях холодильной машины при небольших разностях температур происходит пузырьчатое кипение.

На интенсивность теплопередачи при кипении влияют следующие факторы:

1) величина удельного теплового потока q_F , зависящая от разности температур между теплопередающей поверхностью и кипящей жидкостью Θ_m , физических свойств жидкости;

2) смачиваемость теплопередающей поверхности жидкостью; если кипящая жидкость хорошо смачивает поверхность, то пузырьки образуются небольшие, легко отделяются от поверхности, улучшая теплоотдачу. Масло, растворенное в холодильном агенте, ухудшает смачиваемость, а следовательно, теплоотдачу;

3) конструкция испарителя; при парообразовании внутри вертикальных труб всплывающие пузырьки пара усиливают теплообмен и способствуют подъему парожидкостной смеси; скорость подъема тем больше, чем меньше диаметр труб;

4) скорость движения теплоносителя;

5) загрязнение на обеих сторонах стенок труб от смазки, ржавчины снижают коэффициент теплопередачи.

Интенсивность теплопередачи испарителя характеризуется удельным тепловым потоком q_F :

$$q_F = k \Theta_m, \quad (91)$$

где k — коэффициент теплопередачи, $вт/м^2 \cdot град$;

Θ_m — среднелогарифмическая разность температур между циркулирующим рассолом и кипящим холодильным агентом, $^{\circ}C$.

Коэффициент теплопередачи определяется по формуле

$$k = \frac{q_F}{\Theta_m} = \frac{1}{\frac{d_p}{d_{x.a}} \cdot \frac{1}{\alpha_{x.a}} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_p}}, \quad (92)$$

где d_p , $d_{x.a}$ — диаметры труб со стороны рассола и холодильного агента, $м$;

$\alpha_{x.a}$ — коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к холодильному агенту, $вт/м^2 \cdot град$;

$\sum \frac{\delta}{\lambda}$ — тепловые сопротивления стенки трубы и загрязнений; для аммиачных испарителей — около $1,163 \cdot 10^{-3}$ $вт/м^2 \cdot град$;

α_p — коэффициент теплоотдачи от рассола к стенке труб, $вт/м^2 \cdot град$.

В холодильной технике наиболее распространены вертикально-трубные, кожухотрубные и кожухозмеевиковые испарители.

2. Конструкции испарителей

Вертикальнотрубные испарители. Вертикальнотрубные испарители применяются в аммиачных холодильных машинах и изготовляются с поверхностью охлаждения от 20 до 320 $м^2$. Они представляют собой металлический сварной прямоугольный изолированный бак с теплоносителем, в который помещаются испарительные секции (рис. 95 и табл. 23). Каждая секция имеет два горизонтальных коллектора на расстоянии 800 или 1100 мм, соединенных между собой вертикальными, изогнутыми на концах трубами диаметром 38×3,5 или 57×3,5 мм и несколькими стояками большего диаметра. К верхнему коллектору приваривается отделитель жидкости, который сообщается с нижним коллектором. Все секции испарителя соединяются между собой жидкостным, паровым и масло-сборным коллекторами.

Жидкий холодильный агент поступает сверху в один из стояков по трубе, опущенной до нижнего коллектора, и заполняет нижний коллектор и вертикальные трубки. Пар, образующийся при кипении в вертикальных трубах, поднимается вверх и с захваченными частицами жидкости поступает в верхний коллектор. Жидкость по стоякам возвращается в нижний коллектор, а пар через отделитель жидкости отсасывается компрессором. Усиленная циркуляция жидкого аммиака значительно улучшает теплообмен.

Для интенсивной циркуляции рассола в баке установлены пропеллерные мешалки и направляющие перегородки. Уровень рассола в баке поддерживается выше испарительных секций, а при переполнении бака часть рассола сливается по переливной трубе. Для освобождения бака от рассола имеется сливная труба в дне бака. Для спуска масла испаритель снабжен маслоотборником, соединенным уравнивающей трубкой со всасывающим коллектором. Удельный тепловой поток составляет 2900 $вт/м^2$ при $\theta_m = 5-6^\circ$ и скорости движения рассола 0,3—0,4 $м/сек$.

Такие испарители удобны для осмотра, ремонта, очистки бака, но имеют ряд недостатков: большая трудоемкость изготовления, сильная коррозия труб и бака вследствие большой насыщенности рассола кислородом воздуха, большой расход соли на пополнение концентрации рассола, так как рассол непрерывно разбавляется влагой из воздуха, большой расход электроэнергии на привод насоса и мешалки (табл. 23).

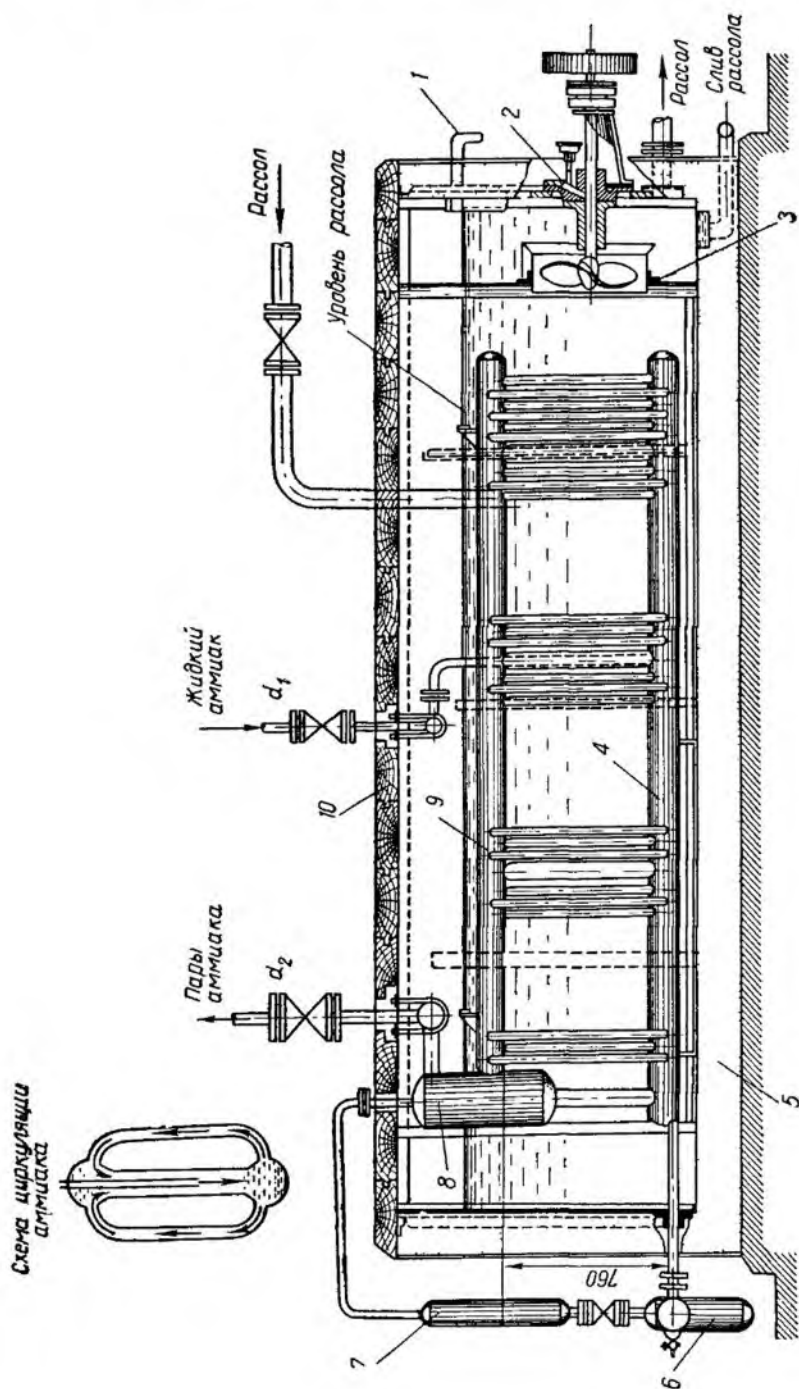


Рис. 95. Вертикальный испаритель.

1 — переливная трубка; 2 — бак; 3 — мешалка; 4 — нижний коллектор; 5 — изоляция; 6 — маслоборник; 7 — указатель уровня; 8 — отделитель жидкости; 9 — верхний коллектор; 10 — крышка

Таблица 23

Основные данные о вертикальных трубных испарителях

Марка	Поверхность охлаждения, м ²	Количество секций	Длина бака, мм	Ширина бака, мм	Высота бака, мм	Мощность двигателя мешалки, квт	Диаметры аммиачных штуцеров, мм		Масса, кг
							d ₁	d	
20ИА	20	2	3200	790	1350	1,0	15	70	1 730
30ИА	30	3	3200	790	1350	1,0	20	70	2 190
40ИА	40	4	3480	1040	1350	1,0	25	80	2 786
60ИА	60	4	4800	1040	1350	1,0	25	100	3 820
90ИА	90	6	4800	1595	1350	1,7	40	150	5 365
120ИА	120	6	5800	1595	1350	1,7	40	150	6 475
160ИА	160	8	5800	2145	1350	1,7	40	150	8 645
200ИА	200	10	5800	2675	1350	1,7	40	200	10 510
240ИА	240	6	6200	2090	2050	1,7	40	200	11 935
320ИА	320	8	6200	2800	2050	2,8	2×40	2×15	16 215

Кожухотрубные и кожухомеевиковые испарители. Кожухотрубные испарители применяются в аммиачных и фреоновых холодильных установках холодопроизводительностью от 12 тыс. *вт* и выше.

Аммиачный испаритель (рис. 96, табл. 24) представляет собой горизонтальный цилиндрический кожух с приваренными на концах трубными решетками. В отверстиях трубных решеток развальцованы стальные трубы диаметром 25×3 мм, по которым протекает рассол, делая в них 8 ходов, что достигается устройством перегородок в крышках. Рассол поступает через нижний патрубок, приваренный к крышке, а выходит через верхний патрубок. Жидкий аммиак поступает в межтрубное пространство через штуцер, приваренный в нижней части кожуха, образующийся пар отсасывается сверху через сухопарник, причем у испарителей поверхностью 250, 300, 420 м² он с двух сторон соединен боковыми трубами с корпусом. Снизу к кожуху приваривается маслосборник, откуда периодически выпускаются масло и загрязнения.

Кожухотрубные испарители более просты в изготовлении, компактнее и дешевле по сравнению с вертикальными трубными. Они позволяют применять закрытую систему циркуляции теплоносителя, что уменьшает расход соли на пополнение концентрации рассола, ослабляет коррозию труб и сокращает расход энергии на насосы вследствие уменьшения их напора. Недостатком этих испарителей является опасность повреждения труб из-за замерзания в них рассола при случайной остановке рассольного насоса или при недостаточной концентрации рассола.

Уровень жидкого аммиака в испарителе обычно поддерживается на высоте 0,8 диаметра кожуха. Удельный тепловой поток составляет 2320—2620 *вт/м²* при $\Theta_m = 5^\circ\text{C}$ и скорости движения рассола 0,75—1 м/сек.

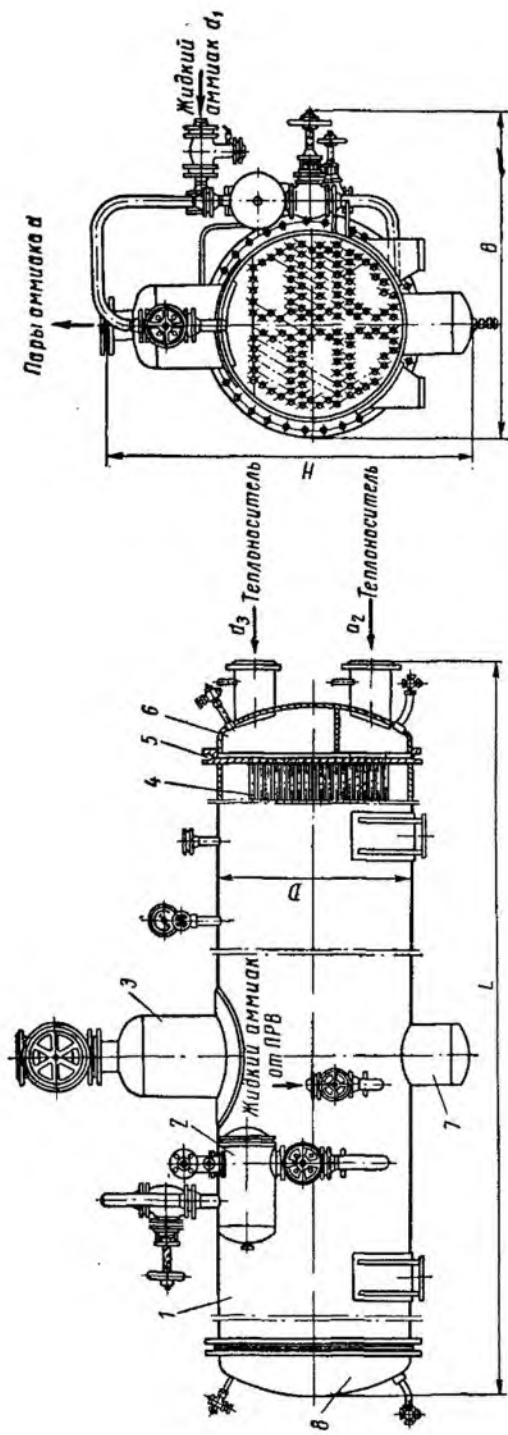


Рис. 96. Испаритель кожухотрубный горизонтальный аммиачный:
 1 — корпус; 2 — ПРВ; 3 — сухопарник; 4 — трубы; 5 — трубная решетка; 6 и 8 — крышки; 7 — маслоотстойник

Основные данные об аммиачных кожухотрубных испарителях

Марка	Поверхность охлаждения, м ²	Диаметр корпуса (D), мм	Длина испарителя (L), мм	Высота (H), мм	Количество трубок	Число ходов	Диаметры штуцеров, мм			Емкость межтрубного пространства, м ³	Масса, кг
							жидкостного (d ₁)	парового (d)	распальных (выход и вход) (d ₁ =d=d ₂)		
32ИКТ	32	500	4520	1345	144	8	20	70	80	0,5	1 790
40ИКТ	40	600	3580	1445	216	8	25	80	100	0,53	1 960
50ИКТ	50	600	4500	1445	216	8	25	80	100	0,7	2 400
65ИКТ	65	600	5580	1445	216	8	25	100	125	0,88	2 920
90ИКТ	90	800	4670	1800	386	8	32	125	150	1,14	4 150
110ИКТ	110	800	5670	1800	386	8	32	125	150	1,58	4 900
140ИКТ	140	1000	4800	2120	614	8	40	150	200	2,1	6 440
180ИКТ	180	1000	5800	2120	614	8	40	150	200	2,64	7 700
250ИКТ	250	1200	5920	2470	870	4	50	200	250	4,5	10 910
300ИКТ	300	1200	6920	2470	870	4	50	200	250	5,4	12 710
420И	420	1400	7025	2860	1126	4	50	200	300	5,54	18 290

Во фреоновых холодильных машинах применяют кожухотрубные и кожухозмеевиковые испарители (табл. 25). В кожухозмеевиковых испарителях трубы закреплены в одной решетке. Холодильный агент кипит в трубах, а теплоноситель протекает в межтрубном пространстве, что исключает возможность разрыва труб при замерзании теплоносителя.

Улучшение теплообмена со стороны кипящего холодильного агента достигается в кожухотрубных испарителях оребрением наружной поверхности труб или орошением их жидким фреоном. Трубы медные с накатными ребрами — такие же, как в конденсаторах. Орошение труб производится в больших испарителях с помощью специального насоса, а в небольших — горизонтальной трубкой с отверстиями, расположенной в верхней части межтрубного пространства вдоль оси испарителя. Кожух стальной.

Коэффициент теплопередачи фреоновых испарителей составляет $k=350-465 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$ ($300-400 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$).

Таблица 25

Основные данные о фреоновых кожухотрубных испарителях

Марка	Поверхность (наружная), м ²	Размеры кожуха, мм		Количество труб	Количество ходов	Диаметры штуцеров, мм			Масса, кг
		диаметр (D)	длина (L)			жидкостного	всасывающего	теплоносителя	
ИТР-18	18	350	1400	76	6	20	50	40	—
ИТР-25	25	400	1400	118	6	20	50	70	—
ИТР-35	35	500	2500	121	4	25	80	80	—
ИТР-105	105	600	3000	241	4	50	125	125	1650
ИТР-210	210	800	3000	491	4	50	125	150	3000

3. Расчет испарителей

При расчете испарителя определяют его теплопередающую поверхность F и количество рассола V_p . Теплопередающая поверхность определяется по формуле

$$F = \frac{Q_0}{k \theta_m}, \quad (93)$$

где Q_0 — холодопроизводительность холодильной машины, *вт*;
 k — коэффициент теплопередачи испарителя, $\text{вт/м}^2 \cdot \text{град}$
 [определяется по формуле (92) или принимается по табл. 26];