

**Нет автора**

**Журнал Холодильная техника 1956 года №4**

**Москва  
«Книга по Требованию»**

УДК 621.3  
ББК 31.352  
Н57

Н57 **Нет автора**  
Журнал Холодильная техника 1956 года №4 / Нет автора – М.: Книга по Требованию, 2021. – 76 с.

**ISBN 978-5-458-64562-1**

**ISBN 978-5-458-64562-1**

© Издание на русском языке, оформление  
«YOYO Media», 2021  
© Издание на русском языке, оцифровка,  
«Книга по Требованию», 2021

Эта книга является репринтом оригинала, который мы создали специально для Вас, используя запатентованные технологии производства репринтных книг и печати по требованию.

Сначала мы отсканировали каждую страницу оригинала этой редкой книги на профессиональном оборудовании. Затем с помощью специально разработанных программ мы произвели очистку изображения от пятен, клякс, перегибов и попытались отбелить и выровнять каждую страницу книги. К сожалению, некоторые страницы нельзя вернуть в изначальное состояние, и если их было трудно читать в оригинале, то даже при цифровой реставрации их невозможно улучшить.

Разумеется, автоматизированная программная обработка репринтных книг – не самое лучшее решение для восстановления текста в его первоизданном виде, однако, наша цель – вернуть читателю точную копию книги, которой может быть несколько веков.

Поэтому мы предупреждаем о возможных погрешностях восстановленного репринтного издания. В издании могут отсутствовать одна или несколько страниц текста, могут встретиться невыводимые пятна и кляксы, надписи на полях или подчеркивания в тексте, нечитаемые фрагменты текста или загибы страниц. Покупать или не покупать подобные издания – решать Вам, мы же делаем все возможное, чтобы редкие и ценные книги, еще недавно утраченные и несправедливо забытые, вновь стали доступными для всех читателей.



Таблица 1

Агент	Химическая формула	Нормальная температура кипения, °С
Ф-125	C <sub>2</sub> HF <sub>5</sub>	-48,3
Ф-143	C <sub>2</sub> H <sub>3</sub> F <sub>3</sub>	-47,3
Ф-22	CHF <sub>2</sub> Cl	-40,8
Ф-115	C <sub>2</sub> F <sub>5</sub> Cl	-38,0
Ф-12	CF <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	-29,8
Ф-С216	C <sub>3</sub> F <sub>6</sub>	-29,0

1) при преобладающем содержании атомов водорода фреоны в той или иной степени горючи и в соединении с воздухом несколько взрывоопасны;

2) с возрастанием атомов фтора увеличивается химическая стабильность, уменьшается токсичность, снижается растворимость смазочного масла и воды, сокращается способность набухания различных уплотняющих прокладочных материалов, как например севанит и др.

Эти закономерности вызывают ряд практических следствий, имеющих важное значение.

Так, в значительном диапазоне температур фреон-12 является агентом с неограниченным растворением смазочного масла. Правда, это облегчает отвод масла из испарителя обратно в картер компрессора, но, с другой стороны, неизбежен перерасход энергии, поскольку по существу приходится иметь дело с фреономасляным раствором [4]. Аналогично ведут себя фреоны 11 и 21.

Однако с возрастанием атомов фтора растворимость уменьшается. Действительно, у фреонов 13 (CF<sub>3</sub>Cl) и 14 (CF<sub>4</sub>) растворимость невелика вообще, благодаря чему обеспечивается эффективное отделение масла в маслоотделителе.

Следует подчеркнуть, что наименее благоприятные условия создаются у фреона-22, где масло растворяется только при высоких температурах, вследствие чего на поверхности кипящей в испарителе жидкости образуется слой масла, в случае отсутствия устройств.

Галогенизированные фреоны с максимальным содержанием атомов фтора являются более предпочтительными также и в отношении растворимости воды. У таких фреонов минимальная растворимость воды способствует быстрой закупорке регулирующего вентиля, а это является весьма хорошим предупредительным

средством от образования коррозии из-за присутствия соляной кислоты.

В свете указанного наиболее целесообразно использование фреона-115, тем более, что он обладает даже меньшей токсичностью, чем фреон-12.

Для определения основных конструктивно-эксплуатационных показателей холодильных машин, работающих на этом агенте, рекомендованном проф. Р. Планком [3], необходимо располагать данными о его термодинамических свойствах, которые не изучены.

Однако для предварительного и достаточно точного их определения может быть использована разработанная автором теория термодинамического подобия [5], причем необходимо располагать всего лишь несколькими экспериментальными опорными точками, которые, как увидим в дальнейшем, уже найдены [6].

Кривая давления пара. Из теории термодинамического подобия вытекает, что только при очень близких у агентов значениях чисел Трутона и Гульдберга  $\left(\frac{T_{кр}}{T_s}\right)$  действительно уравнение:

$$\lg \frac{p}{p_{кр}} = \text{пост.} \quad (1)$$

для равных приведенных температур  $\frac{T_{кр}}{T}$ .

Здесь:  $p_{кр}$  — критическое давление,

$T_{кр}$  — критическая температура в °К.

Нанеся таким образом на ординате значения  $\lg \frac{p}{p_{кр}}$ , а на абсциссе — соответствующие

$\frac{T_{кр}}{T}$ , находим, что отношения ординат при одинаковых абсциссах остаются постоянными для всех агентов, удовлетворяющих указанному условию. Следовательно, кривые упругости пара являются подобными.

Эта универсальная закономерность распространяется и на фреоны, где изменение чисел Трутона и Гульдберга зависит от структурной химической вариации фторхлорпроизводных. Поэтому эти фундаментальные узловые величины служат связующим мостом между термодинамической и химической природой вещества, построенным на основе твердых теоретических основ.

Разработанная автором теория нашла практическое подтверждение в дальнейшей работе Эйземана [7], где указанное подобие действительно подтвердилось по группам веществ, обладающих близкими значениями этих термо-

Таблица 2

Средняя относительная погрешность (в %) для интервала от 100 мм рт. ст. до давления, близкого к критическому

Наименование агента	Ф-13	Ф-12	Ф-11	Ф-22	Ф-113	Аммиак	Метилформат	Этан	Пропан
Метод расчета									
По уравнению Антуана	2,3	2,6	2,0	1,3	0,8	1,0	2,6	1,9	1,25
По уравнению (2)	1,5	1,3	1,35	0,8	0,7	0,6	0,7	0,4	0,6

динамических величин (см. также графики в статье Б. С. Вейнберга, «Холодильная техника» № 3, 1956).

Так как коэффициенты Трутона и Гульдберга абсолютно совпадать не могут и, следовательно, степень точности расчета по уравнению (1) является ограниченной, то автором было предложено более совершенное уравнение подобия [5]:

$$\frac{\lg p}{\lg p_*} = \text{пост.}_1 = M_1, \quad (2)$$

причем значения с подстрочной звездочкой относятся к веществу-эталоны,  $p$  — давление (в физических атмосферах)

$$M_1 = \frac{\lg p_{кр}}{\lg p'_*}. \quad (3)$$

Уравнение действительно для равных относительных температур  $\frac{T}{T_s}$ , где  $T_s$  — нормальная температура кипения, а значение вещества-эталона  $p'_*$  соответствует температуре на кривой насыщения:

$$T_* = \frac{T_{кр}}{T_s} \cdot T_{s_*}. \quad (4)$$

Таким образом, если известны критическая температура и критическое давление искомого вещества, то можно найти кривую давления пара в широком интервале температур.

В табл. 2 приведены результаты расчетов, выполненных проф. Я. Казавчинским и О. Катхе [8] по формуле (2), причем в качестве вещества-эталона была выбрана вода. Значения сопоставлены с уравнением Антуана.

Таким образом, уравнение (2) обеспечивает большую точность по сравнению с общеизвестным уравнением Антуана, которое к тому же возможно решать только при наличии значительного числа экспериментальных точек.

Итак, для определения кривой давления пара необходимо располагать значениями критического давления  $p_{кр}$ , которое может быть найдено по теоретическому уравнению автора [5]:

$$\frac{\theta}{\theta_*} = M_2, \quad (5)$$

где  $\theta$  и  $\theta_*$  — соответствующие коэффициенты Трутона, а

$$M_2 = \frac{1 - \frac{T_{s_*}}{T_*}}{1 - \frac{T_s}{T_{кр}}} \cdot \frac{1 - \frac{1}{p_{кр}}}{1 - \frac{1}{p_{кр_*}}} = \text{пост.}_2 \quad (6)$$

Причем  $T'_*$  — температура эталона, соответствующая критическому давлению  $p_{кр}$  искомого агента (в физических атмосферах).

Экспериментально найдено [6]:

$$T_s = 235,16; \quad \theta = 20,6; \quad T_{кр} = 353,16.$$

При решении уравнения методом подбора получено совпадение правой и левой частей уравнения (5) при  $p_{кр} = 32 \text{ атм}$ . В качестве эталона была принята вода.

При  $p_{кр} = 32 \text{ атм}$  находим по уравнению (2) следующие значения кривой давления пара (эталон — вода).

Таблица 3

$t$	$\frac{p}{\text{с.м.}^2}$			
	Ф-115	Ф-22	Ф-12	NH <sub>3</sub>
-60	0,335	0,382	0,231	0,223
-55	0,425			
-50	0,578	0,660	0,399	0,417
-45	0,737			
-40	0,930	1,077	0,655	0,732
-35	1,150			
-30	1,461	1,680	1,025	1,219
-25	1,810			
-20	2,202	2,510	1,540	1,940
-15	2,655			
-10	3,186	3,630	2,236	2,966
-5	3,765			
0	4,469	5,090	3,149	4,379
+5	5,225			
+10	6,109	6,990	4,318	6,271
+15	7,075			
+20	8,154	9,350	5,785	8,741
+25	9,325			
+30	10,693	12,270	7,592	11,895
+35	12,075			
+40	13,676	15,790	9,784	15,850

Для сопоставления в таблице приведены значения давлений на кривой насыщения раз-

личных агентов: фреона-12, фреона-22 и аммиака.

Удельный объем пара. Он определен из уравнения подобия, согласно которому при равных давлениях [5]:

$$\frac{v''}{v_*''} = \text{пост.}_3 = M_3, \quad (7)$$

причем

$$M_3 = \frac{\mu_*}{\mu} \cdot \frac{T_s}{T_{s_*}} \cdot \frac{1 - \frac{1}{p_{кр}}}{1 - \frac{1}{p_{кр_*}}} \quad (8)$$

( $p_{кр}$  — в физических атмосферах,  $\mu$  — молекулярный вес).

В качестве эталона был выбран аммиак. Значения сухого насыщенного пара даны в табл. 4.

Таблица 4

°C	-50	-40	-30	-20	-10	0	+10	+20	+30
$v'' \frac{м^3}{кг}$	0,2120	0,1365	0,0894	0,0609	0,0431	0,0313	0,0232	0,0176	0,0135

Удельный объем жидкости. Он определялся из уравнения подобия [5]:

$$\frac{v'}{v_*'} = M_4, \quad (9)$$

где

$$M_4 = \frac{v_{кр}}{v_{кр_*}} = \text{пост.}_4. \quad (10)$$

Подобие действительно для равных приведенных температур  $\frac{T_{кр}}{T}$ .

Для нахождения критического объема можно исходить из аддитивности атомных объемов [5], принимая для определения вспомогательной величины  $v_0$  константы:  $C=1,1$ ;  $F=10,3$  и  $Cl=19,3$ .

В таком случае получим для фреона-115:

$$\mu v_0 = 2,2 + 51,5 + 19,3 = 73,0$$

или  $v_0 = 0,4726$ .

Соответственно для фреона-113 находим  $v_0 = 0,4860$ .

Согласно теории, для родственных веществ

$$\frac{v_0}{v_{кр}} = \text{пост.}_5 = M_5. \quad (11)$$

При  $v_{кр_*} = 1,73 \text{ л/кг}$  имеем:

$$M_5 = 0,281.$$

При найденном  $v_0 = 0,4726$  получим  $v_{кр} = 1,68 \text{ л/кг}$ , что совершенно сходится с зна-

чением критического объема фреона-115, полученного экспериментальным путем [6].

Располагая теперь значением  $v_{кр}$ , по уравнению (9) можно найти все искомые значения  $v'$  в широком интервале температур, которые помещены в табл. 5. При этом удельные объемы жидкости фреона-113 взяты из работы М. Бубушяна [9]. Небезынтересно отметить, что полученное значение удельного объема ф-115 при  $+30^\circ$  в точности совпадает с единственно имеющейся экспериментальной точкой [6].

Таблица 5

°C	-50	-40	-30	-20	-10	0	+10	+20	+30
$v' \frac{л}{кг}$	0,627	0,642	0,657	0,675	0,694	0,714	0,737	0,762	0,794

Теплоемкость жидкости. Исходя из зависимости, что при одной физической атмосфере [5]:

$$\mu c'_s = \beta \mu^\alpha, \quad (12)$$

где  $\beta = 3,215 + 0,925 m$ ,

$$\alpha = 0,4,$$

а  $m$  — число атомов углерода, находим  $c'_s = 0,24$ .

Принимая во внимание, что [5]

$$\frac{c'}{v'} \cong \text{пост.} \quad (13)$$

и уже располагая значением  $c'_s$  и  $v'_s$ , находим все остальные теплоемкости в интервале от  $-50$  до  $+30^\circ$ . Поскольку в этом диапазоне температур значения теплоемкости хорошо расположились на прямой, то с округлением, в пределах  $2\%$ , найдено линейное уравнение:

$$c' = 0,0475 + 0,0008 T \frac{\text{ккал}}{\text{кг}^\circ\text{C}}. \quad (14)$$

При этом получено полное совпадение с единственно имеющейся экспериментальной точкой (при  $t = +30$ ,  $c' = 0,29$ ) [6].

Объемная холодопроизводительность. Как известно,

$$q''_v = \frac{q'_0}{v''} \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3},$$

а

$$q'_0 = r_0 - c'_m (T_k - T_0) \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}, \quad (15)$$

где:  $r_0$  — теплота парообразования при заданной температуре кипения  $T_0$ ,

$c'_m$  — средняя теплоемкость жидкости в интервале  $T_0$  и температуры конденсации  $T_k$ , то есть при  $\frac{T_k + T_0}{2}$ .

Определим теперь объемную холодопроизводительность  $1 \text{ м}^3$  фреона-115 для интересующей нас температуры кипения ( $-38^\circ$ ).

Теплота парообразования  $r_s$  (то есть при  $-38^\circ$ ) может быть найдена, исходя из числа Трутона, равного 20,6.

Тогда

$$r_s = \frac{\theta T_s}{\mu} = 31,4 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$$

и

$$q''_0 = 31,4 - 0,263(303,16 - 235,16) = 13,54.$$

При удельном объеме сухого насыщенного пара

$$v_s \cong 0,12 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \text{ находим}$$

$$q''_v = \frac{13,54}{0,12} \cong 113 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3}.$$

Между тем, при тех же рабочих температурах кипения и конденсации объемная холодопроизводительность  $1 \text{ м}^3$  фреона-22 составляет  $190 \text{ ккал/м}^3$ , то есть расхождение значительное.

Такой результат может показаться вначале неожиданным и мало вероятным.

Дело в том, что согласно полученным автором закономерностям [5, 10] значения объемной холодопроизводительности при заданных рабочих температурах весьма хорошо располагаются на кривой в зависимости от нормальной температуры кипения  $T_s$ . Это распространяется на холодильные агенты с близкими числами Трутона, что имеет место у фреонзв и ряда других веществ.

Так как нормальная температура кипения фреона-22 ( $-40,8^\circ \text{C}$ ) очень мало отличается от таковой у фреона-115 ( $-38,0^\circ \text{C}$ ), то можно было ожидать лишь очень малого понижения объемной холодопроизводительности, в то время как расхождение составляет около 40%.

В подтверждение указанной закономерности мы ее можем еще более наглядно изобразить путем нанесения на графике теоретических отношений диаметров цилиндров у различных фреонов к аммиаку (условно относя к одноступенчатому циклу), то есть  $\frac{D}{D_{ам}}$ , в зависимости от их нормальной температуры кипения при  $t_s = -35^\circ$  и  $t_k = +30^\circ \text{C}$ .

Таблица 6

Агент	$t_s$	$\frac{D}{D_{ам}}$
Ф-22	-40,8	0,98
Ф-12	-29,8	1,26
Ф-142	-9,21	1,87
Ф-114	+3,6	2,43
Ф-11	+23,7	3,52

Откладывая на графике (рис. 1) значения  $\frac{D}{D_{ам}}$ , полученные из данных табл. 6, мы обнаруживаем весьма плавное нарастание  $\frac{D}{D_{ам}}$  с повышением нормальной температуры кипения. В таком случае вполне правомерно

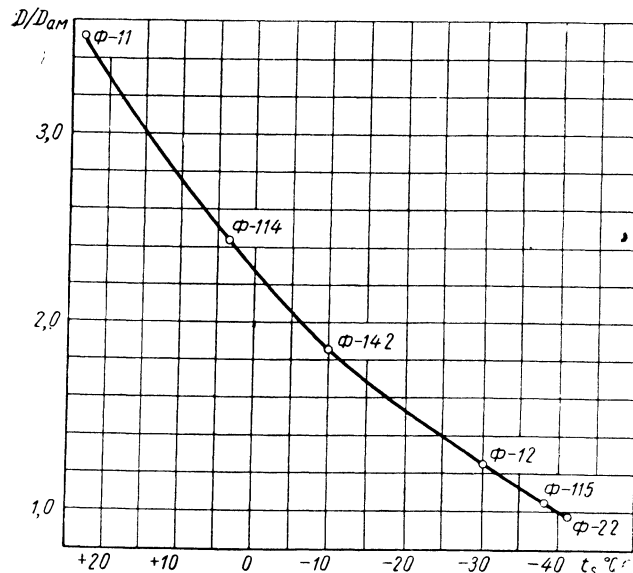


Рис. 1.

из точки на абсциссе, соответствующей  $t_0 = -38^\circ$ , восстановить перпендикуляр до пересечения с кривой и таким образом получить  $\frac{D_{Ф-115}}{D_{ам}} = 1,04$ . Из этого вытекает, что отношение диаметров цилиндров:

$$\frac{D_{Ф-115}}{D_{Ф-22}} \cong 1,06.$$

Аналогично на графике (рис. 2) даны отношения  $\frac{D}{D_{ам}}$  при  $t_0 = -15^\circ$  и  $t_k = +30^\circ$ , приводящие к тем же результатам.



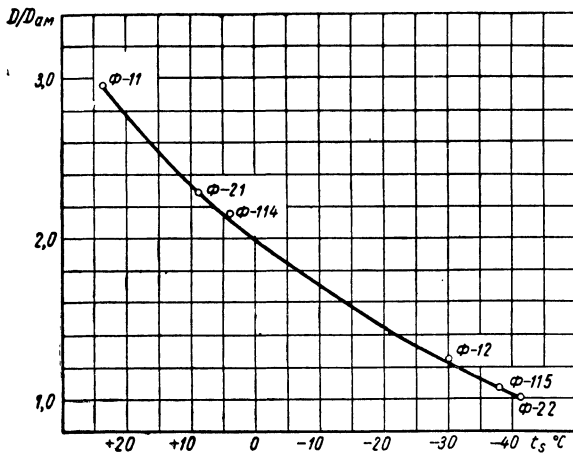


Рис. 2.

Полученное противоречие свидетельствует о том, что, по-видимому, теоретический процесс сжатия протекает в области насыщенного пара, для которой приведенный график не применим.

И в самом деле, отношение  $\frac{q_0}{r_0}$ , характеризующее величину дроссельных потерь при одинаковых рабочих температурах  $t_0$  и  $t_k$  из-за замены расширительного цилиндра регулирующим вентилем определяется критерием [11]:

$$K = \frac{\theta T_s}{\mu c'} \quad (16)$$

Таким образом, наибольшие дроссельные потери будут у агентов с низким значением  $T_s$  и высоким  $\mu c'$ , что вытекает из обнаруженной зависимости [11]:

$$\left(1 - \frac{q_0}{r_0}\right) \frac{\theta T_s}{\mu c'} \cong \text{пост.} \quad (17)$$

Обычно при  $\frac{\theta T_s}{\mu c'} < 170$  (как это имеет место у фреона-115) процесс сжатия протекает в области насыщенного пара, и степень термодинамического совершенства по отношению к идеальному циклу Карно, то есть

$$\eta = \frac{\epsilon}{\epsilon_k} = \frac{\frac{q_0}{Al}}{T_0 - T_k}$$

определяется исключительно величиной дроссельных потерь ( $\eta = \eta_{dp}$ ).

При этом, вследствие низких значений  $\frac{q_0}{r_0}$

значительно уменьшается объемная холодопроизводительность. Кроме того, энергетические потери велики, что можно обнаружить из графика на рис. 3, где наряду с агентами, имеющими также потери от перегрева при сжатии сухого насыщенного пара, показан  $C_4F_{10}$ , обладающий низкими значениями критерия  $K$ .

Представляется совершенно очевидным, что применение регенеративного цикла (то есть переохлаждение жидкости за счет подогрева паров, отсасываемых из испарителя) с теоретической точки зрения должно значительно увеличить объемную холодопроизводительность и степень термодинамического совершенства как раз именно у холодильных агентов, отличающихся большими дроссельными потерями, что имеет место в нашем случае.

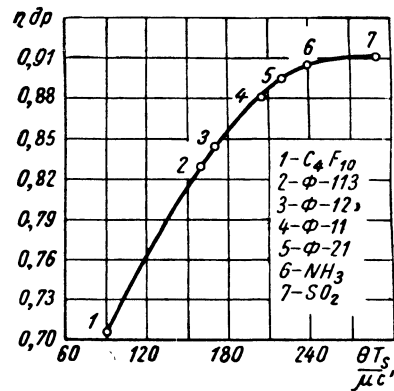


Рис. 3.

И в самом деле, при переохлаждении жидкого фреона-115 за счет подогрева паров из испарителя до  $+20^\circ$ , мы из теплового баланса получим температуру переохлаждения

$$t_u = 30 - 58 \frac{c_p}{c_m}$$

Принимая теплоемкость перегретого пара  $c_p = 0,16$  [6] и  $c'_m$  по уравнению (14), находим  $t_u = -7^\circ$ .

В таком случае

$$q_0 = 31,4 - 0,25(266,16 - 235,16) = 23,7$$

и

$$q''_v = \frac{23,7}{0,1495} \cong 160 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3}$$

Между тем, с точки зрения теоретического процесса, при  $K > 170$  увеличение холодопроизводительности от введения регенератив-

ного процесса, из-за одновременного увеличения удельного объема засасываемого компрессором пара, эффекта не дает.

Действительно, при аналогичном подогреве паров фреона-22 до  $+20^\circ$  получаем прежнюю холодопроизводительность, то есть  $190 \text{ ккал/м}^3$ , и регенеративный цикл себя оправдывает лишь с точки зрения уменьшения вредного теплообмена и лучшей циркуляции смазочного масла в действительных условиях работы [11, 12].

В таком случае в условиях регенеративного процесса имеем:

$$\frac{D_{\text{Ф-115}}}{D_{\text{Ф-22}}} = \sqrt{\frac{q_{v22}}{q_{v115}}} \approx 1,07$$

и, следовательно, обнаруживается совпадение с данными по графику на рис. 1.

В табл. 7 даны сравнительные конструктивно-эксплуатационные показатели фреонов 12, 22 и 115 (применительно к  $t_0 = -38^\circ$ ,  $t_k = +30^\circ$  и температуре всасываемых в компрессор паров  $+20^\circ$ ).

Таблица 7

Агенты	Ф-115	Ф-12	Ф-22
$P_k$ . . . . .	10,693	7,592	12,270
$P_0$ . . . . .	1,033	0,719	1,188
$\frac{P_k}{P_0}$ . . . . .	10,3	10,6	10,3
$\frac{D}{D_{\text{Ф-12}}}$ . . . . .	0,83	1,00	0,77
$t$ нагнетания . . . . .	+84	+110	+135
Степень токсичности (в возрастающем порядке) . . . . .	1	2	3
Влияние на прокладочные материалы . . . . .	1	2	3
Растворимость смазочного масла . . . . .	мала	полная	+—
Растворимость воды . . . . .	1	2	3
Необходимость в маслоотделителе . . . . .	+	—	+

Сопоставление показывает, что при близких между собой отношениях  $\frac{P_k}{P_0}$  фреоны 115 и 22 обеспечивают работу без наличия вакуума в системе и при существенно меньших диаметрах цилиндров по сравнению с фреоном-12. Правда, диаметры цилиндров у фреона-22 оказываются несколько меньшими, чем при работе на фреоне-115, однако у первого адиабатная температура нагнетания находится уже на пределе ( $135^\circ$ ), между тем как у второго ( $+84^\circ$ ) обеспечивается более эффективная работа одноступенчатым сжатием, в особенности при наличии охлаждающих водяных рубашек компрессора, значительно снижающих необратимые потери действительного цикла.

Недостатком фреона-22 по сравнению с фреоном-12 является необходимость в дорогостоящих устройствах для возврата смазочного масла в компрессор (маслоотделители и др.). Хотя при работе на фреоне-115 маслоотделители так же неизбежны, тем не менее они окупаются отсутствием имеющего место у фреонов 12 и 22 влияния смазочного масла на объемные и энергетические коэффициенты компрессора, в особенности при повышенном заполнении картера маслом и слабом регенеративном теплообмене.

В свете указанного вообще радикальным решением для всех фреонов является скорейшее освоение полуорганических высокополимерных масел — силиконов, обладающих крайне малым собственным давлением пара. Особое значение также приобретают полимерные эфиры кремниевых кислот, которые смешиваются с фреонами в любой пропорции и имеют точку замерзания (бутиловый эфир) ниже  $-80^\circ$ . Но и в этих случаях значительно меньшая токсичность и растворимость воды по сравнению с фреоном-22, а также более выгодные параметры цикла предопределяют эффективность применения фреона-115 для распределительных и производственных холодильников.

Большое внимание должно быть уделено также и холодильным агентам для турбокомпрессоров производительностью порядка 500 тыс.  $\text{ккал/час}$  в одном агрегате применительно к крупным холодильникам, главным образом при больших мясокомбинатах. Использование фреонов 12, 22 или 115 здесь не представляется возможным, так как минимальная производительность одного агрегата составила бы не менее 1 млн.  $\text{ккал/час}$ . С другой стороны, фреоны 11 и 113, применяемые для кондиционирования воздуха, непригодны в связи с требуемыми низкими рабочими температурами, при которых давление кипения становится чрезмерно малым и значительные удельные объемы вызывают большие габариты машин.

Наиболее перспективными холодильными агентами здесь могут явиться нетоксичные и стойкие к металлам высокомолекулярные перфторбутан —  $\text{C}_4\text{F}_{10}$  [5] и бромированный фреон-12 —  $\text{CF}_2\text{BrCl}$  [10], обеспечивающие требуемую холодопроизводительность при минимальном числе колес.

В табл. 8 приводится составленная автором предварительная термодинамическая таблица бромированного фреона-12 ( $t_s = -3,85^\circ$ ).

Термодинамическая таблица Ф-12-В-1 (CF<sub>2</sub>BrCl)

Таблица 8

$t$ °C	$p$ кг/см <sup>2</sup>	$v'$ л/кг	$v''$ м <sup>3</sup> /кг	$r$ ккал/кг	$i'$ ккал/кг	$i''$ ккал/кг	$s'$ ккал/кг °K	$s''$ ккал/кг °K
-30	0,319	0,476	0,384	33,85	95,93	129,78	0,9775	1,1167
-20	0,513	0,484	0,246	33,39	97,24	120,63	0,9851	1,1170
-10	0,794	0,491	0,164	32,77	98,60	131,37	0,9927	1,1173
0	1,182	0,501	0,113	32,14	100,00	132,14	1,0000	1,1177
+10	1,662	0,510	0,082	31,48	101,44	132,92	1,0073	1,1189
+20	2,334	0,520	0,060	30,76	102,92	133,68	1,0144	1,1193
+30	3,201	0,531	0,044	29,98	104,46	134,44	1,0214	1,1203
+40	4,277	0,542	0,034	29,14	106,02	135,16	1,0284	1,1214
+50	5,608	0,554	0,026	28,23	107,64	135,87	1,0353	1,1226
+60	7,219	0,568	0,020	27,23	109,28	136,51	1,0421	1,1238
+70	9,143	0,582	0,016	26,15	110,98	137,13	1,0489	1,1251
+80	11,240	0,600	0,013	24,94	112,73	137,67	1,0554	1,1260

Как видно из таблицы, бромированный фреон-12 может служить также и весьма подходящим холодильным агентом для тепловых насосов, так как получение высоких температур конденсации возможно при умеренных давлениях нагнетания. Таким образом, он может быть использован на мясокомбинатах, нуждающихся в горячей воде.

При этом очень заманчивым является производство льда, охлаждение холодильных камер с  $t = 0^\circ$  и др. и, следовательно, совместное получение тепла и холода.

Наконец, при наличии дешевой тепловой энергии от ТЭЦ или вторичных энергоресурсов на повестке дня стоит задача широкого исследования рабочей смеси аммиака и водных растворов солей в абсорбционных холодильных машинах [13]. Естественно, что большей еще работой является изыскание для этих машин безвредных рабочих веществ, которые уже успешно реализованы только для высоких температур кипения (водные растворы бромистого и хлористого лития) [14, 15].

## ЛИТЕРАТУРА

1. A. Weiss, «Die Kältetechnik», № 5, 1953 г.
2. W. Lessenich, «Die Kältetechnik», № 7, 1956 г.
3. R. Plank, «Die Kältetechnik», № 4, 1956 г.
4. Л. Мельцер, «Холодильная техника», № 3, 1956 г.
5. И. Бадилькес, Рабочие вещества холодильных машин, Пищепромиздат, 1952 г.
6. Kinetic Chemicals, Bulletin, № 5, 1950 г.
7. B. J. Eiseman, Refrigerating Engineering, № 5, 1952 г.
8. Я. Казавчинский и О. Катхе, «Холодильная техника», № 2, 1955 г.
9. М. Бубушян, «Холодильная техника», № 1, 1955 г.
10. И. Бадилькес, Сборник трудов IX Международного конгресса холода, Париж, 1956 г.
11. И. Бадилькес, «Холодильная техника», № 2, 1955 г.
12. Б. Вейнберг, «Холодильная техника», № 3, 1951 г.
13. «Die Kältetechnik», № 9, 1956 г., стр. 292.
14. R. Plank, «Die Kältetechnik», № 12, 1955 г.
15. Проф. И. Чернобыльский, канд. техн. наук О. Кремнев, инж. А. Чавдаров, Сборник трудов Института теплоэнергетики АН УССР, № 12, 1955 г.

## Аммиачная двухступенчатая холодильная машина для рефрижераторных судов

Инж. М. ШУМЕЛИШСКИЙ, инж. Э. БЕЖАНИШВИЛИ, инж. И. СМОЙЛОВСКАЯ

Известные нам рефрижераторные траулеры и другие суда для перевозок мороженой рыбы, построенные в последние годы различными иностранными фирмами, оборудованы двухступенчатыми аммиачными холодильными машинами, выполненными по схеме с промежуточным сосудом и регулированием уровня жидкости поплавковыми регуляторами.

Однако при проектировании холодильной машины для рефрижератора водоизмещением 10000 т для перевозки мороженой и малосоле-

ной рыбы казалось более целесообразным применить схему с промежуточным водяным холодильником и регулированием подачи аммиака в испаритель терморегулирующими вентилями.

Такая схема привлекает простотой — один регулирующий орган вместо двух, а исключение промсосудов со свободным уровнем и поплавковых регуляторов (не приспособленных для работы при больших наклонах) повышает надежность эксплуатации.

Принятая схема вызвала в свое время со стороны отдельных специалистов возражения, которые заключались в том, что эта схема менее экономична по сравнению со схемой с промсосудом, недостаточно надежны крупные ТРВ, к тому времени еще не освоенные отечественной промышленностью и не проверенные в эксплуатации.

Высказывались также опасения о неработоспособности этой схемы при высоких температурах охлаждающей воды, поскольку рефрижераторы строились для любого района плавания.

Машина по принятой схеме была испытана на стенде завода «Компрессор», а рефрижератор «Актюбинск», на котором установлена эта машина, прошел швартовые и ходовые испытания и находится в эксплуатации. Таким образом, в настоящее время имеется возможность сделать выводы, которые могут оказать помощь при проектировании новых холодильных машин для ряда крупных, средних и малых рефрижераторных судов разных типов.

#### Схема и конструктивные особенности машины

На рис. 1 представлена схема холодильной машины МХМ-АДС-150, принятой для рефрижераторов типа «Актюбинск».

Серийные стационарные компрессоры завода «Компрессор» 4БАУ-19 и 2АВ-15 смонтированы на рамах в виде агрегатов с непосредственным приводом от специальных судовых электродвигателей переменного тока серии МАФ. Муфта — полужесткая, пластинчатая, допускает разборку сальника без демонтажа электродвигателя или компрессора и нарушения центровки.

Жесткая сварная рама из профильного железа позволяет устанавливать компрессорные агрегаты непосредственно на набор судна.

Вибрация компрессорных агрегатов при испытаниях находилась в допустимых пределах.

Четырехцилиндровый компрессор 4БАУ-19 — поджимающий, является первой ступенью в двухступенчатой схеме. Для улучшения работы компрессора блоки цилиндров с воздушным охлаждением заменены блоками с водяным охлаждением.

Двухцилиндровый компрессор 2АВ-15 служит второй ступенью при работе машины в две ступени.

Число оборотов обоих компрессоров 720 об/мин.

Установка компрессоров вдоль оси судна и наличие в картере перегородки, отделяющей полость масляного насоса от всего картера, исключает оголение фильтра грубой очистки масла при качке.

По условиям эксплуатации судна во всех десяти трюмах требуется поддерживать одинаковую температуру воздуха ( $-18^{\circ}\text{C}$  или  $-6^{\circ}\text{C}$ ) или одновременно разные температуры (в одной группе трюмов  $-18^{\circ}\text{C}$ , в другой  $-6^{\circ}\text{C}$ ).

Для поддержания в трюмах температуры воздуха  $-6^{\circ}\text{C}$  холодильная машина работает по схеме одноступенчатого сжатия, что обеспечивается только компрессором 2АВ-15.

Выполнение двух ступеней сжатия в автономных компрессорных агрегатах создает удобство в эксплуатации при работе на две температуры испарения, хотя это и может приводить к некоторому увеличению размеров машинных помещений на судне и веса холодильной установки.

Пары аммиака после первой ступени и маслоотделителя поступают в промежуточный водяной холодильник и далее в компрессор второй ступени.

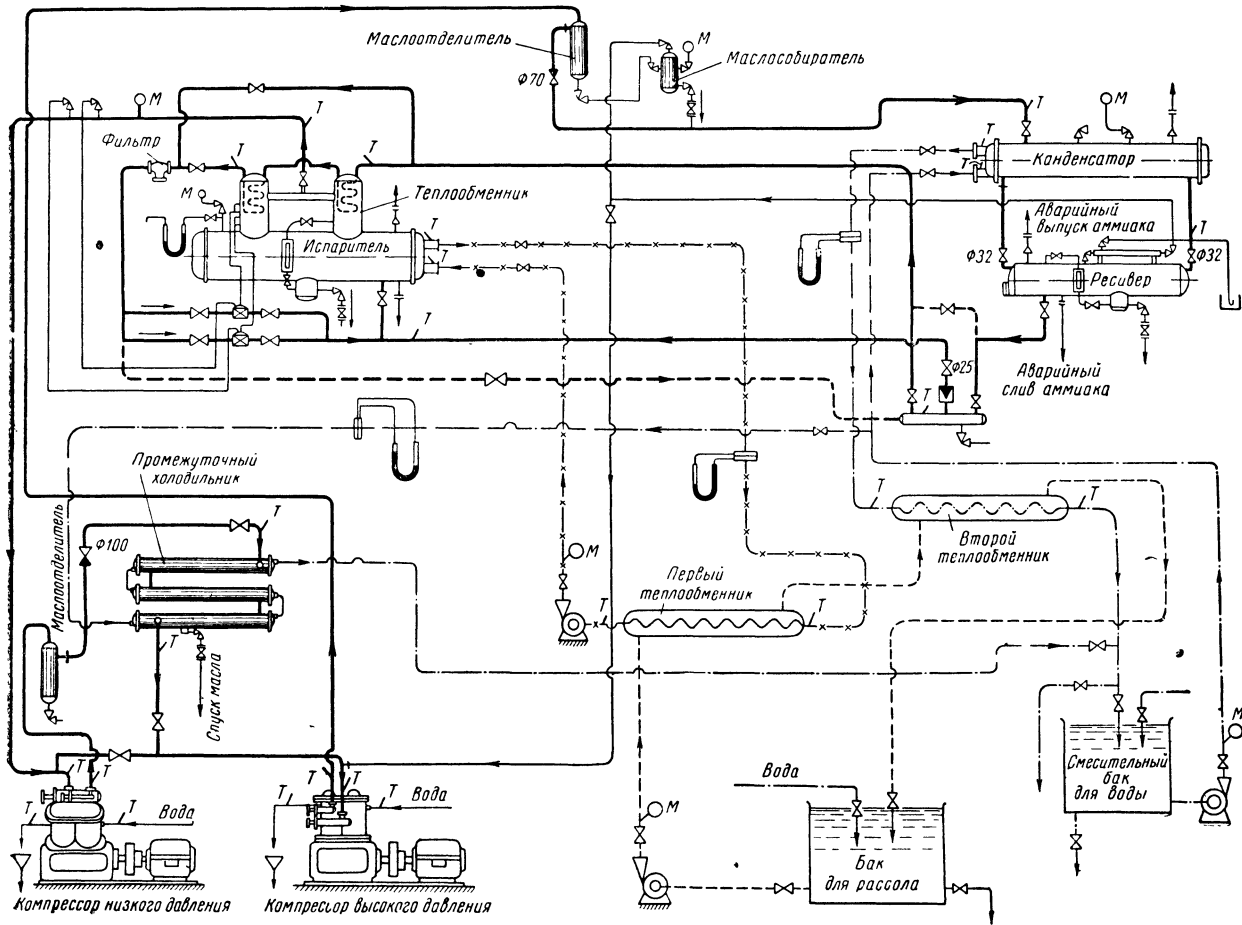
В качестве промежуточного холодильника использованы стандартные элементные конденсаторы завода «Компрессор», которые соединены между собой последовательно по пару и охлаждающей воде. Конденсатор кожухотрубный, поверхностью охлаждения  $50\text{ м}^2$ , выполнен в виде агрегата с ресивером емкостью  $0,9\text{ м}^3$ .

Для обеспечения непрерывного слива аммиака из конденсатора во время качки сделано два отвода диаметром  $32\text{ мм}$  по концам аппарата, один из которых одновременно является уравнивающей линией.

Учитывая, что агрегаты конденсатор-ресивер устанавливаются вдоль оси судна, а дифферент не превышает  $15^{\circ}$ , разность высот конденсатора и ресивера исключает при всех условиях затопление теплопередающей поверхности конденсатора.

Емкость ресивера принята исходя из возможного изменения уровня жидкости в испарителе при работе с автоматическим регулированием подачи аммиака терморегулирующими вентилями в широком диапазоне температур испарения от  $-15$  до  $-40^{\circ}\text{C}$ .

Жидкий аммиак может поступать в испаритель через два параллельно работающих терморегулирующих вентиля ТРВА-80 или ручной регулирующий вентиль. В первом случае



Условные обозначения

- |  |   |                             |
|--|---|-----------------------------|
| — Основные аммиачные трубопроводы        | ⌋ | Вентиль запорный            |
| — Вспомогательные аммиачные трубопроводы | ⌋ | Обратный клапан             |
| - - - Трубопровод охлаждающей воды       | ⌋ | Вентиль регулирующий ручной |
| - x - Трубопровод первичного рассола     | ⌋ | Терморегулирующий вентиль   |
| - - - - Трубопровод вторичного рассола   | ⌋ | Предохранительный клапан    |
| ⌋  | ⌋ | Манометр                    |
| ⌋  | ⌋ | Термометр                   |
| ⌋  |   |                             |

Рис. 1. Схема холодильной машины МХМ-АДС-150 с теплообменной системой испытательного стенда.

жидкость предварительно проходит через два теплообменника, встроенных непосредственно в корпус испарителя, и переохлаждается за счет осушения и перегрева паров, отсасываемых компрессорами.

В схеме (рис. 1) пунктиром показан байпас на линии жидкого аммиака между резервуаром и регулирующей станцией. Введение та-

кого байпаса позволяет работать с переохлаждением жидкости в теплообменниках и подсушивать пар также при ручном регулировании.

Испаритель (рис. 2) — кожухотрубный, горизонтальный, с двумя сухопарниками-теплообменниками (рис. 3), защищающими компрессор от заброса жидкости при качке, что обеспечивается высотой сухопарников, отбой-

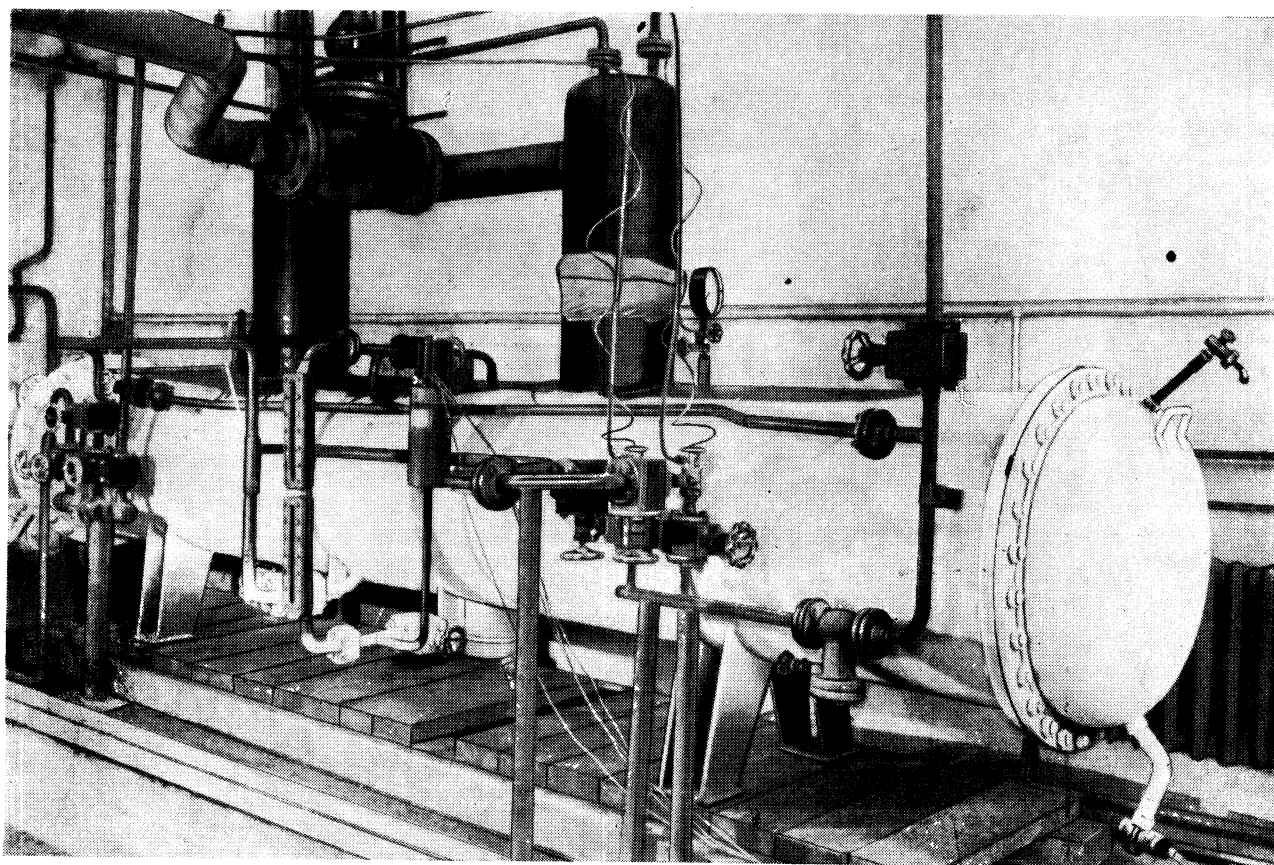


Рис. 2. Испаритель на стенде.

никами и доиспарением капель на поверхности змеевиков. При омывании поверхности змеевиков происходит перегрев пара за счет переохлаждения жидкости перед регулирующими вентилями.

В испарителе и ресивере установлены поперечные перегородки, уменьшающие колебания уровня жидкости при килевой качке; влияние бортовой качки незначительно, так как аппараты установлены по оси судна.

Аппараты выполнены из углеродистой стали. Для увеличения срока службы аппаратов установлены цинковые протекторы в водяных крышках.

При температурах испарения от  $-30$  до  $-35^{\circ}$  (при рабочих условиях на судне) производительность машины с промежуточным водяным холодильником меньше производительности машины с промсосудом на 1,5—2%. При температуре испарения ниже  $-35^{\circ}$  эта разница увеличивается. Незначительная разница в холодопроизводительности для рабочего диа-

пазона температур испарения не могла служить основанием для отказа от более простой и надежной в эксплуатации в условиях судна схемы с водяным холодильником.

#### Заводские стендовые испытания машин

Целью испытаний являлась проверка надежности работы машины в целом и отдельных ее элементов на различных температурных режимах, соответствующих условиям эксплуатации на судне, и определение основных тепловых и энергетических характеристик.

Отепление рассола, циркулирующего через испаритель, производилось в теплообменнике промежуточным теплоносителем (рассолом), который нагревался во втором теплообменнике водой, сбрасываемой из конденсатора. Регулирование тепловой нагрузки на испаритель осуществлялось изменением количества циркулирующих через теплообменники конденсаторной воды и промежуточного теплоносителя.