

**Нет автора**

**Журнал Холодильная техника 1963 года №5**

**Москва  
«Книга по Требованию»**

УДК 621.3  
ББК 31.352  
Н57

Н57 **Нет автора**  
Журнал Холодильная техника 1963 года №5 / Нет автора – М.: Книга по Требованию, 2021. – 76 с.

**ISBN 978-5-458-64582-9**

**ISBN 978-5-458-64582-9**

© 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.



Эта страница оригинала содержит исключительно социалистическую пропаганду, которая на сегодняшний день не представляет никакой научно-практической ценности

Эта страница оригинала содержит исключительно социалистическую пропаганду, которая на сегодняшний день не представляет никакой научно-практической ценности

Оба холодильника испытывают трудности в эксплуатации импортных двухступенчатых компрессоров в основном вследствие недостаточной смазки цилиндров. С целью улучшения эксплуатации этих компрессоров ВНИИХИ разработал специальную инструкцию.

Технический персонал холодильников в Алма-Ате и Караганде прилагает большие усилия для освоения оборудования и обеспечения нормальных технологических условий для длительного хранения продуктов.

---

## Исследование теплового режима холодильной машины с герметичным компрессором

**Канд. техн. наук В. Б. ЯКОБСОН** — Всесоюзный научно-исследовательский институт холодильной промышленности

Расширение производства компрессоров со встроенными электродвигателями — одно из основных направлений развития современного холодильного машиностроения. Обладая важными преимуществами перед открытыми компрессорами [1—3], они используются в холодильных машинах всех размеров — от нескольких десятков килокалорий в час (в домашних холодильниках) до нескольких миллионов (в установках кондиционирования воздуха с центробежными машинами). Следует ожидать, что в скором времени открытые фреоновые компрессоры будут практически полностью вытеснены герметичными<sup>1</sup>, как это уже произошло в домашних холодильниках и автономных кондиционерах.

Однако холодильные машины с герметичными компрессорами исследованы недостаточно. Между тем, объединение компрессора и электродвигателя в единое целое привело к существенному изменению работы каждого из них, а также всей холодильной машины.

Главное различие между тепловыми процессами в герметичных и открытых компрессорах состоит в том, что в них электродвигатель охлаждается фреоном, всасываемым компрессо-

ром. Ранее мы останавливались на основной особенности работы встроенного электродвигателя герметичного компрессора [6, 7]: при повышении температуры кипения количество циркулирующего фреона растет значительно быстрее, чем потребляемая мощность. В связи с этим при увеличении нагрузки электродвигателя тепло от него отводится интенсивней. Наблюдается необычное явление: с повышением отнимаемой мощности температура электродвигателя понижается. Существуют и другие важные особенности встроенных электродвигателей, которые требуют специального рассмотрения.

Сравним теоретические циклы обычной холодильной машины и машины с открытым и герметичным компрессорами (рис. 1).

Жидкий фреон после конденсатора дросселируется (процесс 4'—5) и поступает в испаритель, откуда выходит в виде слегка перегретого пара (точка 1).

В теоретическом цикле машины с открытым компрессором (1—2—4'—5) перегретый пар входит в цилиндр, где адиабатически сжимается (1—2) до давления, соответствующего температуре конденсации (точка 2).

В теоретическом цикле машины с герметичным компрессором всасываемый фреон, проходя через электродвигатель, сильно нагревается и переходит из состояния 1 в состояние  $I_{гк}$  (индекс «гк» означает «герметичный компрессор»), после чего адиабатически сжимается (процесс  $I_{гк} — 2_{гк}$ ).

<sup>1</sup> Существует два основных типа компрессоров со встроенными электродвигателями: герметичные (в сварном кожухе) и так называемые бессальниковые, т. е. герметичные в разъемном кожухе (иногда их называют полугерметичными). В Советском Союзе производятся оба типа машин [4, 5]. Для простоты изложения в данной статье и те и другие будут называться герметичными.

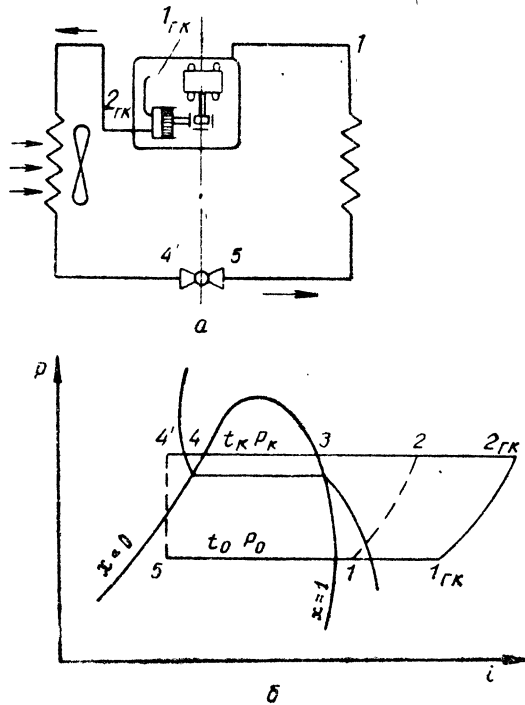


Рис. 1. Теоретические циклы холодильной машины;  
 а — схема машины с герметичным компрессором; б — теоретические циклы:  
 1—2—4'—5 — машина с открытым компрессором, 1ГК—2ГК—4'—5 — машина с герметичным компрессором.

Холодопроизводительность 1 кг холодильного агента в обоих случаях

$$q_0 = i_1 - i_3 \text{ ккал/кг.}$$

Тепловая нагрузка конденсатора машины с открытым компрессором

$$q_k = i_2 - i_3 \text{ ккал/кг,}$$

а конденсатора машины с герметичным компрессором

$$(q_k)_{ГК} = i_{2ГК} - i_3 > q_k. \quad (1)$$

Работа компрессора в первом случае

$$Al_{ка} = i_2 - i_1 \text{ ккал/кг,}$$

во втором —

$$(Al_{ка})_{ГК} = i_{2ГК} - i_{1ГК} > Al_{ка}. \quad (2)$$

Холодильный коэффициент машины с герметичным компрессором

$$(\epsilon_T)_{ГК} = \frac{i_1 - i_3}{i_{2ГК} - i_{1ГК}} < \epsilon_T = \frac{i_1 - i_3}{i_2 - i_1}. \quad (3)$$

Сравним холодильные машины с открытым и герметичным компрессорами, работающие на фреоне-12 при температурах: кипения  $-15^\circ$ , на выходе из испарителя  $-10^\circ$ , конденсации  $50^\circ$ , переохлаждения  $45^\circ$ . В теоретическом цикле обычной машины фреон адиабатически сжимается от состояния 1 ( $t_1 = -10^\circ$ ,  $i_1 = 136 \text{ ккал/кг}$ ) до состояния 2 ( $t_2 = 65^\circ$ ,  $i_2 = 144,4 \text{ ккал/кг}$ ).

В герметичном компрессоре пар входит во всасывающую полость нагретым до  $60-80^\circ$  (что близко к температуре конца адиабатического сжатия в предыдущем примере). Примем, что пар адиабатически сжимается от состояния 1ГК ( $t_1 = 70^\circ$ ,  $i_1 = 148 \text{ ккал/кг}$ ) до 2ГК ( $t_2 = 149^\circ$ ,  $i_2 = 159,4 \text{ ккал/кг}$ ).

Тогда получим следующие характеристики теоретических циклов:

	Машина с компрессором открытым	герметичным
Холодопроизводительность, ккал/кг . . . . .	25,3	25,3
Нагрузка конденсатора, ккал/кг . . . . .	33,7	48,7
Работа компрессора, ккал/кг	8,4	11,4
Холодильный коэффициент	3,0	2,2
Удельная холодопроизводительность, ккал/квт·ч . .	2580	1910

Таким образом, нагрузка конденсатора и работа герметичного компрессора в теоретическом цикле существенно возрастают, а холодильный коэффициент и удельная холодопроизводительность — падают. Однако удельная холодопроизводительность действительного герметичного компрессора часто оказывается выше, чем открытого. Причины этого будут рассмотрены отдельно.

Герметичные компрессоры широко применяются также в тепловых насосах (в круглогодичных кондиционерах).

Эффективность применения холодильного компрессора в тепловом насосе характеризуется коэффициентом преобразования — отношением нагрузки конденсатора к работе компрессора [1]. Это отношение в рассмотренном нами примере составляет 4,01 для машины с открытым и 4,27 — с герметичным компрессором. В тепловых насосах применять герметичные компрессоры безусловно выгоднее, чем открытые.

В лаборатории малых холодильных машин ВНИИХИ было проведено экспериментальное исследование тепловых режимов герметичных



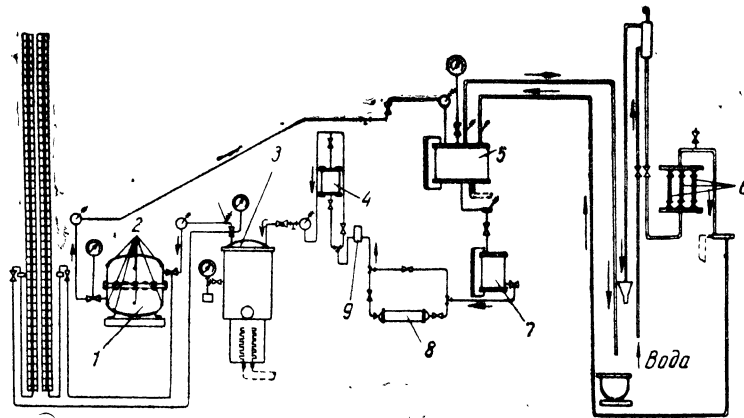


Рис. 2. Схема экспериментального стенда:  
1 — компрессор, 2 — термопары, 3 — калориметр, 4 — прибор для определения концентрации масла, 5 — конденсатор, 6 — ротаметры, 7 — ресивер, 8 — осушитель, 9 — фильтр.

компрессоров. Схема экспериментального стенда представлена на рис. 2.

Количество всасываемого пара определяли с помощью калориметра со вторичным холодильным агентом, количество пара, нагнетаемого компрессором, — по тепловому балансу конденсатора с водяным охлаждением. Калориметр и конденсатор были изолированы. Величины теплопритоков к ним определяли специальными опытами.

Давления всасывания и на выходе из калориметра измерялись ртутными, а остальные давления — образцовыми манометрами; температура фреона в трубопроводах и аппаратах и температура охлаждающей воды — ртутными термометрами с ценой деления  $0,1^\circ$ .

Расход воды поддерживался постоянным с помощью ротаметров и пробковых кранов и измерялся посредством весов с точностью  $0,2\%$ . Концентрация масла в циркулирующем фреоне определялась специальным прибором.

Электрические величины измерялись приборами классов точности 0,2 и 0,5. Нагреватель включался в сеть постоянного тока с питанием от собственного генератора, мощность которого регулировалась реостатом в цепи возбуждения. На клеммах электродвигателя во всех опытах поддерживалось номинальное напряжение с помощью стабилизаторов и автотрансформаторов.

Температуры фреона и деталей компрессора измерялись медь-константовыми термопарами и потенциометром ПП с уменьшенными

пределами шкалы (с точностью  $0,5^\circ$ ). Каждая температура определялась двумя термопарами, которые устанавливались или рядом, или в одноименных точках двух цилиндров (у входа во всасывающие трубки и т. д.).

Испытания проводились в строго установленном тепловом режиме, когда все температуры изменялись не более чем на  $\pm 0,1^\circ$ . Для этого компрессор работал при заданных условиях длительное время, обычно 3—4 часа.

На стенде во всех опытах поддерживалась температура  $25^\circ$  электрическим нагревателем с принудительной циркуляцией воздуха, управляемым реле температуры (контактным термометром) с дифференциалом около  $0,2^\circ$ .

Средняя погрешность в определении весовой производительности компрессора составляла около  $1\%$ , максимальная —  $2,8\%$ .

Был испытан герметичный компрессор ФГ 0,7~3 (2ФГ 36/18) Харьковского завода торгового машиностроения, работающий на фреоне-12, номинальной холодопроизводительностью  $700 \text{ ккал/час}$  [2]. Разрез компрессора и место расположения термопар показаны на рис. 3.

Были проведены опыты при температурах кипения  $0$  и  $-15^\circ$ , конденсации  $30$  и  $50^\circ$ , перегреве всасываемого пара от  $0,6$  до  $30^\circ$ , со свободным и принудительным движением воздуха вокруг компрессора.

На графиках (рис. 4) представлены средние арифметические значения показаний каждой пары термопар.

Сначала рассмотрим, как изменялась температура фреона в компрессоре при каком-либо одном режиме, например, при  $t_0 = -15^\circ$ ,  $t_k = 50^\circ$ ,  $t_{км} = 15^\circ$ ,  $t_{км} - t_0 = 30^\circ$  (рис. 4, а).

Сразу после входа во всасывающий штуцер температура фреона повышалась до  $27^\circ$ , на входе во всасывающую трубку достигала  $75^\circ$ , а во всасывающей полости  $82^\circ$ , т. е. на  $67^\circ$  выше, чем во всасывающем штуцере компрес-

сора в корпус компрессора и средняя температура кожуха были близки к  $75^\circ$ , т. е. к температурам фреона и обмотки. Температура масла равна  $92^\circ$ . Таким образом, тепло от цилиндра компрессора ФГ 0,7~3 передается маслу, затем фреону, обмотке электродвигателя, кожуху компрессора и далее — окружающему воздуху.

С увеличением температуры всасываемого пара и его перегрева повышается температура фреона, масла и деталей компрессора.

При перегреве от  $4$  до  $40^\circ$  между этими температурами существует линейная зависимость, причем температуры фреона, масла и деталей компрессора растут примерно вдвое медленнее, чем температура всасываемого пара.

При перегреве ниже  $4^\circ$  начинается быстрое падение всех температур ( $5-10^\circ$  на  $1^\circ$ ). При этих условиях в паре содержатся мелкие капли жидкого фреона [8]. Чем ниже перегрев, тем больше жидкости попадает в компрессор и круче падают температуры.

На рис. 4, б и в представлены результаты опытов при той же температуре кипения, но более низкой температуре конденсации ( $30^\circ$ ).

В последнем случае кожух компрессора охлаждался принудительно движущимся воздухом (рядом с компрессором был установлен вентилятор производительностью около  $700 \text{ м}^3/\text{час}$ ). При этом все температуры понизились на  $8-12^\circ$ , но направление тепловых потоков не изменилось.

На рис. 4, г показаны результаты опытов при температуре кипения  $0^\circ$  и конденсации  $30^\circ$ . Количество циркулирующего холодильного агента при этом сильно увеличилось, температуры конца сжатия снизились. Поэтому общий уровень температур, по сравнению с температурами в предыдущих опытах, понизился, но характер изменения их и направление тепловых потоков остались прежними. При испытании герметичных компрессоров иных конструкций встречались случаи, когда температура обмотки была выше, чем температура масла.

Проведенные опыты показали, что температурный режим герметичного компрессора в

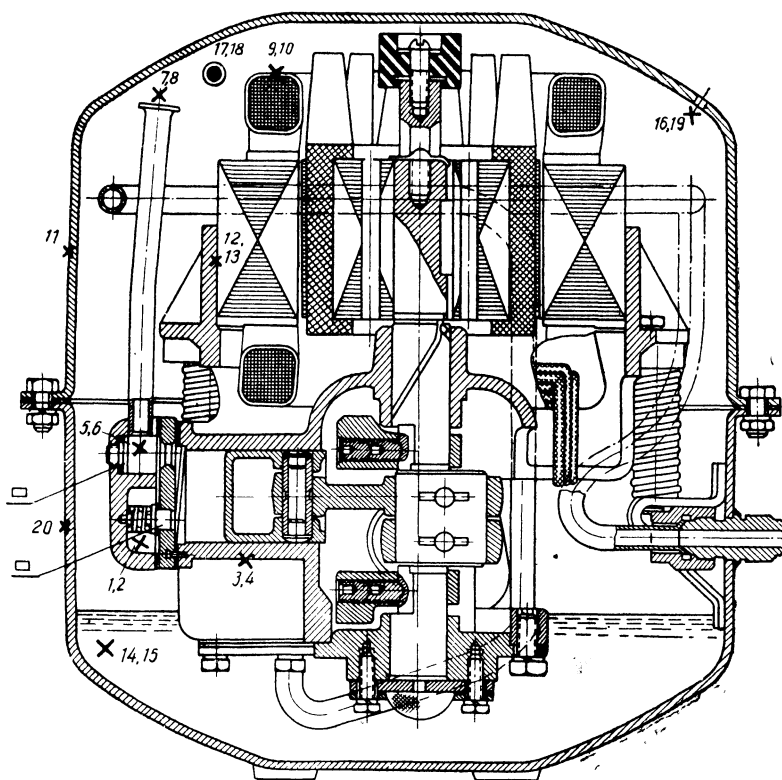


Рис. 3. Расположение термопар и датчиков давления в компрессоре ФГ 0,7~3.

сора. После сжатия температура пара в нагнетательной полости достигала  $123^\circ$  (соответствующая температура конца адиабатического сжатия равна  $163^\circ$ ). Проходя по нагнетательной трубке внутри компрессора, пар охлаждался на  $35^\circ$  и выходил из нагнетательного патрубка с температурой  $88^\circ$ , близкой к температуре на входе в цилиндр.

Температура стенок цилиндра была равна  $102^\circ$ , тогда как верхние лобовые части обмотки имели температуру  $78^\circ$ , т. е. примерно на  $25^\circ$  ниже. Средняя температура обмотки, измеренная методом сопоставления, почти не отличалась от температуры верхних лобовых частей. Температура в месте запрессовки ста-

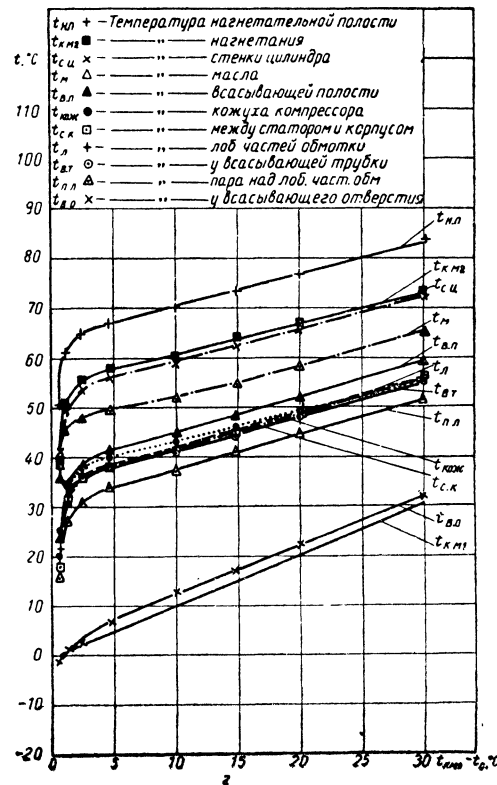
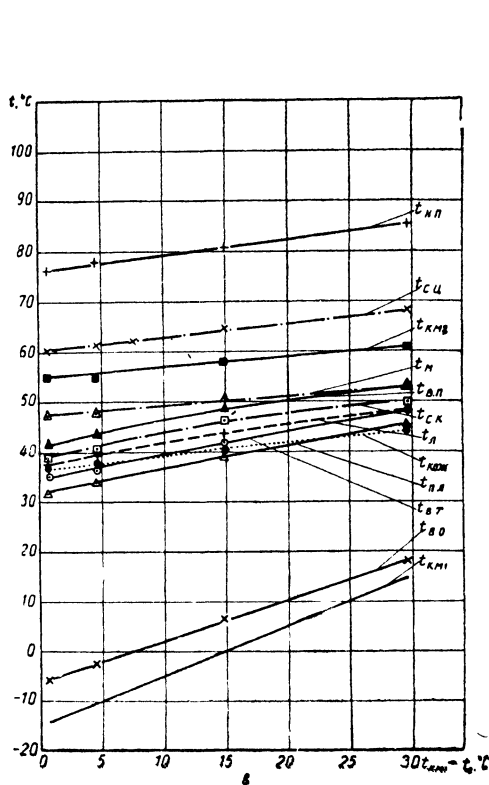
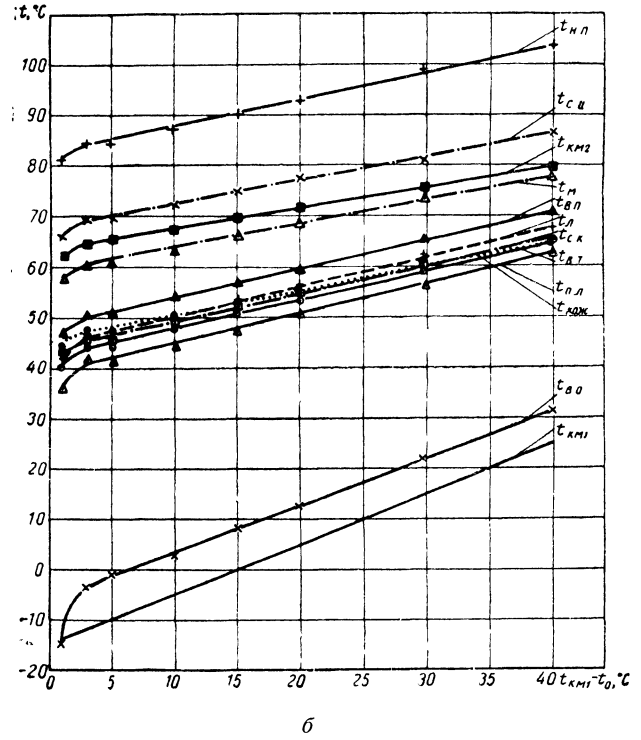
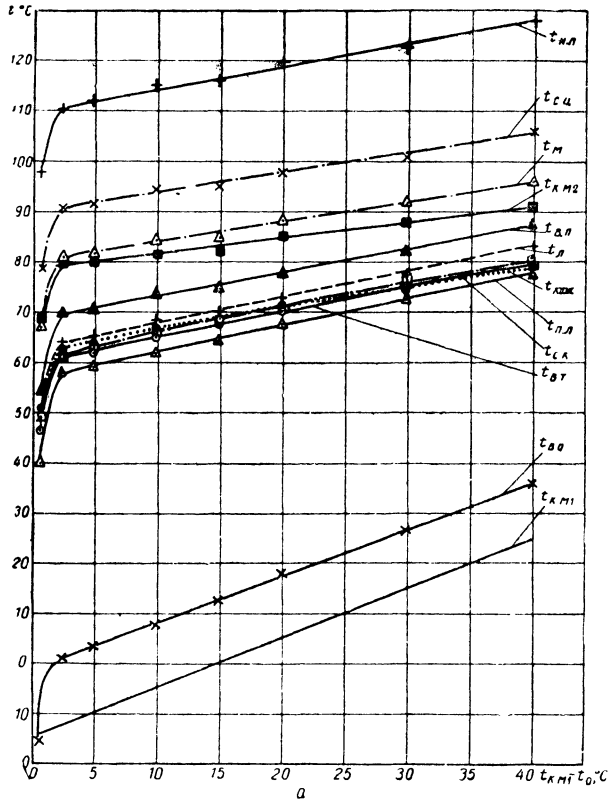


Рис. 4. Температуры фреона, масла и деталей герметичного компрессора:  
 а —  $t_0 = -15^\circ$ ;  $t_k = 50^\circ$ ;  
 б —  $t_0 = -15^\circ$ ;  $t_k = 30^\circ$ ;  
 в —  $t_0 = -15^\circ$ ;  $t_k = 30^\circ$   
 (принудительное движение воздуха у кожуха);  
 г —  $t_0 = 0^\circ$ ;  $t_k = 30^\circ$ .

первую очередь зависит от сухости всасываемого пара. При сухости пара ниже единицы все температуры компрессора резко падают. При сухости пара, равной единице, т. е. всасывании перегретого пара без капель жидкости, температуру  $T$  ( $^{\circ}\text{K}$ ) фреона, масла и деталей герметичного компрессора можно выразить уравнением вида

$$T = a T_k + b \theta, \quad (4)$$

где:  $T_k$  — температура конденсации,  $^{\circ}\text{K}$ ;  
 $\theta = t_{\text{км}_1} - t_0$  — перегрев всасываемого пара,  $^{\circ}\text{C}$ ;  
 $a, b$  — постоянные.

Зависимость указанных температур от перегрева слабее при принудительном движении воздуха у кожуха компрессора.

В наших опытах были получены следующие значения величин  $a$  и  $b$ :

Температура	Движение воздуха у кожуха	$a$	$b$
Стенки цилиндра	Свободное	1,1	0,5
	Принудительное	1,1	0,3
Масла	Свободное	1,08	0,5
	Принудительное	1,05	0,2
Обмотки электродвигателя	Свободное	1,03	0,6
	Принудительное	1,03	0,3
Кожуха	Свободное	1,03	0,5
	Принудительное	1,03	0,2

Уравнение (4) остается справедливым и для других конструкций компрессоров со встроенными электродвигателями, но значения коэффициента  $a$  изменяются в пределах от 1 до 1,1, а коэффициента  $b$  — от 0,2 до 1.

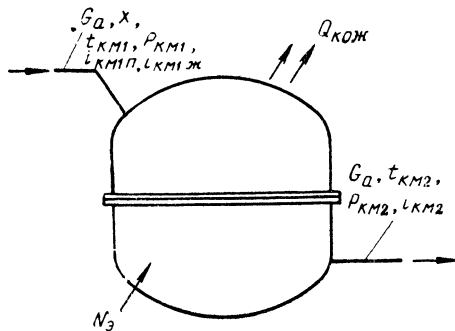


Рис. 5. Тепловой баланс герметичного компрессора.

Тепловой режим работы компрессора зависит от отношения количеств подведенной и отведенной энергии.

Составим уравнения теплового баланса герметичного компрессора (рис. 5).

Весовая производительность компрессора равна  $G_a$  кг/час. Компрессор всасывает пар с температурой  $t_{\text{км}_1}$  и давлением  $p_{\text{км}_1}$ , содержащий при малых перегревах мелкие капли жидкого фреона.

Сухость всасываемого пара

$$x = \frac{G_{\text{ап}}}{G_a}, \quad (5)$$

где  $G_{\text{ап}}$  — количество пара, всасываемого компрессором, кг/час.

Энтальпия всасываемого пара равна  $i_{\text{км}_1\text{п}}$  ккал/кг, энтальпия жидкости, содержащейся во всасываемом паре, —  $i_{\text{км}_1\text{ж}}$  ккал/кг.

Мощность, потребляемая электродвигателем компрессора, равна  $N_э$  квт. Компрессор нагнетает пар температурой  $t_{\text{км}_2}$ , давлением  $p_{\text{км}_2}$  и энтальпией  $i_{\text{км}_2}$ .

Тепло, отводимое от компрессора в окружающую среду, равно  $Q_{\text{кож}}$  ккал/час. В малых компрессорах величина  $Q_{\text{кож}}$  относительно больше, чем в крупных.

Уравнение теплового баланса

$$x G_a i_{\text{км}_1\text{п}} + (1 - x) G_a i_{\text{км}_1\text{ж}} + 0,86 N_э = G_a i_{\text{км}_2} + Q_{\text{кож}}.$$

Отсюда

$$G_a [x (i_{\text{км}_2} - i_{\text{км}_1\text{п}}) + (1 - x) (i_{\text{км}_2} - i_{\text{км}_1\text{ж}})] = 0,86 N_э - Q_{\text{кож}}. \quad (6)$$

Здесь первый член в квадратных скобках пропорционален количеству тепла, полученного в компрессоре паром, второй — жидкостью. В правой части уравнения (6) стоит разность энергии, подведенной к электродвигателю компрессора и отведенной от компрессора в окружающую среду.

Если компрессор работает влажным ходом или в помещениях высокая температура, возможны случаи, когда значение  $Q_{\text{кож}}$  отрицательно, т. е. существует приток из окружающей среды к фреону.

В случае всасывания пара без капель жидкости  $x=1$  и уравнение (6) упрощается.

Из уравнения (6) можно найти количество тепла, проходящего через кожух компрессора. При всасывании сухого пара

$$Q_{\text{кож}} = 0,86 N_э - G_a (i_{\text{км}_2} - i_{\text{км}_1}). \quad (7)$$

На рис. 6 представлены величины  $Q_{\text{кож}}$ , подсчитанные по уравнениям (6) и (7) для условий наших опытов. При всасывании сухого пара и температуре конденсации  $50^{\circ}$  теплоотда-

ча кожуха составляла 150—200 ккал/час, при 30° — 80—130 ккал/час. Если сухость пара  $x < 1$ , то кривые круто падают.

Коэффициент теплоотдачи кожуха, условно отнесенный к разности температур кожуха  $t_{\text{кож}}$  и окружающего воздуха  $t_{\text{в}}$ ,

$$k_{\text{кож}} = \frac{Q_{\text{кож}}}{F_{\text{кож}}(t_{\text{кож}} - t_{\text{в}})} \text{ ккал/м}^2\text{час град} \quad (8)$$

при принудительном движении воздуха увеличился в наших опытах с 12—14 до 29—30, т. е. примерно вдвое.

Расчеты показывают, что тепловой режим работы компрессора существенно зависит от каждой из трех составляющих теплового баланса компрессора: энергии, подведенной к встроенному электродвигателю; тепла, полученного циркулирующим фреоном; тепла, отданного компрессором в окружающую среду или полученного из нее.

При всасывании компрессором ФГ 0,7~3 перегретого пара без капель жидкости первая величина достигала 400, вторая — 300, а третья — 200 ккал/час.

При определении тепловой нагрузки конденсатора следует учитывать теплообмен компрессора с окружающей средой: нагрузка конденсатора уменьшается [9] или увеличивается на величину  $Q_{\text{кож}}$ .

Представим уравнение (7) в безразмерном виде

$$\frac{G_d(i_{\text{км}_2} - i_{\text{км}_1})}{0,86 N_э} + \frac{Q_{\text{кож}}}{0,86 N_э} = 1. \quad (9)$$

Первый член этого уравнения показывает, какая часть энергии отдается фреону, второй — какая часть отводится в окружающую среду.

Безразмерная величина  $\frac{Q_{\text{кож}}}{0,86 N_э}$  является функцией отношения поверхности кожуха  $F_{\text{кож}}$  к мощности электродвигателя  $N_э$ . Значения этого отношения для нескольких герметичных компрессоров представлены ниже:

$(N_э)_{\text{ном}}$	0,25	0,35	0,55	0,9	1,1
$F_{\text{кож}}/(N_э)_{\text{ном}}$	1,0	0,9	0,6	0,4	0,3

С увеличением размеров машины доля энергии, отдаваемой в окружающую среду, быстро падает.

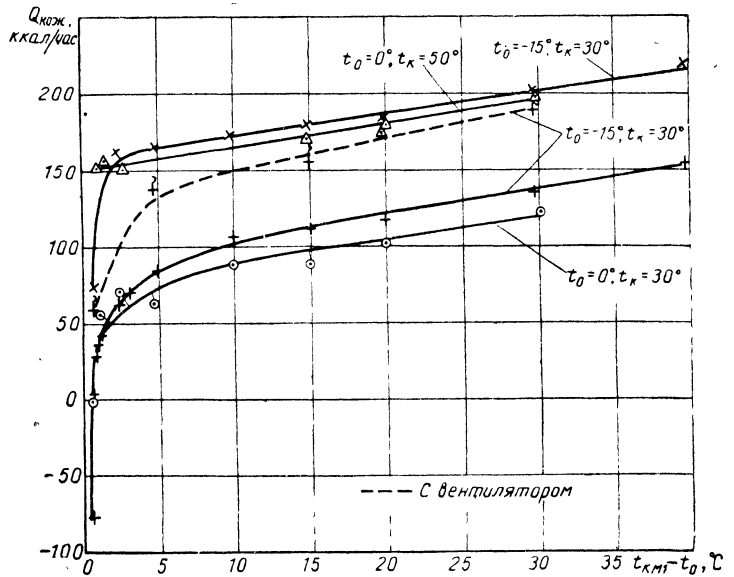


Рис. 6. Количество тепла, проходящего через кожух компрессора.

### Выводы

Условия работы холодильной машины с герметичным компрессором существенно отличаются от обычных. Предложены уравнения, характеризующие теоретический цикл такой холодильной машины. Холодильный коэффициент машины с герметичным компрессором ниже, чем машины с открытым компрессором, а коэффициент преобразования (при использовании герметичного компрессора в тепловом насосе) — выше.

Проведено экспериментальное исследование температурного режима герметичного компрессора. Установлено, что температуры деталей герметичного компрессора, фреона и масла зависят в первую очередь от сухости всасываемого пара. При сухости, равной единице, т. е. всасывании перегретого пара без капель жидкости, эти температуры можно представить в виде линейной функции от температуры конденсации и перегрева всасываемого пара.

Составлены уравнения теплового баланса герметичного компрессора. Тепловой режим работы компрессора существенно зависит от каждой из трех составляющих баланса: энергии, подведенной к встроенному электродвигателю; тепла, полученного циркулирующим фреоном; тепла, отданного компрессором в

окружающую среду или полученного из нее.

Приведены экспериментальные данные о теплообмене компрессора с окружающей средой.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Энциклопедический справочник «Холодильная техника», тг. I—III, Госторгиздат, 1960—1962.
2. И. Х. Зеликовский, И. А. Элькин, Герметичные холодильные машины, Госторгиздат, 1961.
3. В. Б. Якобсон, Герметичные фреоновые компрессоры, «Холодильная техника», 1961, № 5.
4. ГОСТ 9666—61, Компрессоры поршневые герметич-

ные фреоновые малой холодопроизводительности. Основные параметры.

5. ГОСТ 6492—61, Компрессоры поршневые холодильные производительностью 4000 ккал/час и более. Типы и основные параметры.

6. В. Б. Якобсон, Испытание герметичных компрессоров на фреоне-22, «Холодильная техника», 1960, № 3.

7. В. Б. Якобсон, Испытание малых компрессоров на фреоне-22, Отчет ВНИХИ, 1958.

8. В. М. Шавра, Влияние перегрева всасываемого пара на работу фреонового компрессора, «Холодильная техника», 1963, № 1.

9. Д. М. Иоффе, Разработка градации конденсаторов для герметичных агрегатов, Отчет ВНИХИ, 1962.

## Эффективность регенеративного цикла в малой фреоновой холодильной машине

*Инж. В. М. ШАВРА* — Всесоюзный научно-исследовательский институт холодильной промышленности

Действительный рабочий цикл малой фреоновой (ф-12) холодильной машины отличается от теоретического тем, что в выходящем из испарителя перегретом паре содержатся капли жидкости [1]. Это объясняется в первую очередь применением в качестве испарителей незатопленных прямооточных змеевиков. Если регулировать заполнение испарителя так, чтобы из него выходил только перегретый пар, то происходит значительное уменьшение общего коэффициента теплопередачи аппарата (поскольку часть теплопередающей поверхности будет работать неэффективно) и снижение холодопроизводительности машины.

Всасывающие трубопроводы малых холодильных машин обычно не изолируются, поэтому всасываемый компрессором пар может сильно перегреваться вследствие притока тепла из окружающей среды.

Количество масла в циркулирующем фреоне при нормальной зарядке системы не превышает 1%. Следовательно, при анализе эффективности действительного регенеративного цикла в малой фреоновой холодильной машине влиянием масла можно пренебречь.

Учитывая эти особенности действительного цикла, рассмотрим влияние перегрева всасываемого пара и уноса жидкости из испарителя на эффективность работы машины в целом.

Циклы малой фреоновой холодильной машины (без учета уноса жидкости из испарителя) показаны на рис. 1.

При отсутствии теплообменника рабочим циклом машины будет цикл  $1-2-3-4-4'-1'-1$ . Перегрев пара ( $T_1-T_0$ ) \* зависит от настройки ТРВ и теплопритоков из окружающей среды.

Цикл  $1''-2''-3-4-6-6'-1'-1''$  характерен для машины с регенеративным теплообменником, где в результате перегрева пара ( $T_{1''}-T_1$ ) происходит охлаждение жидкости перед регулирующим вентилем ( $T-T_6$ ), при этом  $T_6 = T_w$ .

Здесь же показан случай полной регенерации, когда пар перегревается до температуры конденсации  $T$ , а жидкость охлаждается до состояния 7.

Если ввести величину относительного перегрева пара  $P = \frac{T_1 - T_0}{T - T_0}$ , а также воспользо-

ваться методом термодинамического анализа потерь в циклах холодильных машин с помощью безразмерного критерия  $K = \frac{r_0}{c_{x'}(T - T_0)}$

\* Обозначения соответствуют принятым в литературе [2].